



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

JESSE RONTU

**HAMMASKOSKETUSANALYYSI KAAREVAHAMPAISTEN
KARTIOHAMMASPYÖRIEN SUUNNITTELUTYÖKALUNA**

Diplomityö

Tarkastaja: professori Arto Lehtovaara
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Konetekniikan tiedekuntaneuvoston
kokouksessa 12. joulukuuta 2007

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

RONTU, JESSE: Hammaskosketusanalyysi kaarevahampaisten

kartiohammaspyörien suunnittelutyökaluna

Diplomityö, 106 sivua, 20 liitesivua

kesäkuu 2010

Pääaine: Tehonsiirto

Tarkastaja: professori Arto Lehtovaara

Avainsanat: Hammaskosketusanalyysi, kosketuskuvio, rynnön simulointi

Hammasvaihteisiin kohdistuvien vaatimusten kasvaessa tarvitaan komponenttien suunnittelussa tarkempia laskentamenetelmiä. Kaarevahampaisten kartiohammaspyörien tapauksessa tarkkaan kolmiulotteiseen geometriaan perustuva *hammaskosketusanalyysi* on yksi tärkeimmistä tällaisista laskentatyökaluista.

ATA Gears Oy:ssä hammaskosketusanalyysiin käytetään muiden muassa Becal ohjelmaa. Numeerisista menetelmistä poiketen Becal ei edellytä suurta laskentakapasiteettia, koska sen laskentamenetelmät perustuvat valtaosin analyttisiin teorioihin. Lisäksi ohjelma sisältää toiminnallisuuksia, jotka automatisoivat useita analyysiin liittyviä laskentavaiheita, tehden ohjelman käytöstä helposti omaksuttavaa ja ennen kaikkea nopeaa. Näin ollen Becal soveltuu potentiaalisesti hyvin käytännön suunnittelutyöhön. Ohjelman käyttöön ja tulosten luotettavuuteen liittyy kuitenkin edelleen epävarmuutta, jonka vuoksi ohjelman soveltuvuus suunnittelutyökaluksi on vielä joiltakin osin kyseenalainen.

Diplomityön tarkoituksena oli arvioida Becalin soveltuvuutta käytännön suunnittelutyöhön. Soveltuvuus määritellään luotettavuuden ja käytettävyyden yhdistelmänä. Käytettävyys liittyy siihen, miten vaativaa, virhealtista ja aikaavievää riittävän luotettaviin tuloksiin johtavan analyysin tekeminen käytännössä on.

Työn tavoitteet pyrittiin saavuttamaan analysoimalla Becalilla kaksi todellista esimerkkitapausta. Ne olivat merikäyttöön tarkoitettuja potkurilaittevaihteita. Laskennallisia kosketuskuvioita verrattiin vaihteiden kokoonpanossa (kuormittamaton tilanne) sekä täyden kuorman testissä (kuormitettu tilanne) dokumentoituihin todellisiin kosketuskuvioihin. Valmistuksen aikana kartiopyörät mitattiin koordinaattimittakoneella. Kartiopyörien suhteelliset siirtymät kuorman alla määritettiin mallintamalla laskennallisesti vaihteessa kuorman alla tapahtuvat muodonmuutokset ja siirtymät. Näitä tuloksia käytettiin lähtötietoina Becalissa. Pääajatus oli, että tarjoamalla laskentaan mahdollisimman tarkat lähtötiedot, saadaan vertailun kautta esille se tarkkuus, joka Becalilla on parhaimmillaan saavutettavissa. Samalla voitiin arvioida analyysiprosessia sen käytettävyyden kannalta.

Vertailun perusteella Becalin katsottiin kykenevän tarjoamaan tuloksia, jotka ovat tarkkuudeltaan riittäviä käytännön tapauksiin. Analyysin käytettävyyden todettiin määräytyvän suoraan edellä mainittujen lähtötietojen selvittämiseen liittyvän työmäärän kautta. Koska lähtötietojen tarkkuuden merkitys riippuu voimakkaasti tapauksesta, on myös Becalin käytettävyys tapauskohtaista. Yleisparevempien johtopäätösten tekemisen katsottiin edellyttävän useampien erilaisten esimerkkitapausten analysointia ja tässä tutkimuksessa jäljelle jääneiden epävarmuustekijöiden eliminointia.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

RONTU, JESSE: Tooth Contact Analysis as Tool in Design of Spiral Bevel Gears

Master of Science Thesis, 106 pages, 20 Appendix pages

June 2010

Major: Power transmission

Examiner: Professor Arto Lehtovaara

Keywords: Tooth contact analysis, contact pattern, simulation of mesh

As the demands for power density, noise generation and costs are continuing to grow, more accurate calculation methods are needed in design of gear drive components. In case of spiral bevel gears, *tooth contact analysis* based on exact 3D -geometry is one of the most important of such calculation tools.

At ATA Gears Oy, tooth contact analysis based on program Becal has been used in the design process for many years. Unlike computationally intensive numerical methods like FEM, Becal doesn't require great computing power. Simulation of bevel gear mesh, with and without load, can be executed in a matter of seconds using a typical work station. This is due to the mostly analytical calculation methods used. Becal also has many built in functionalities that automate the steps of the analysis process and therefore make it easier to adopt. Fast calculation times together with these functionalities make Becal potentially well suited for practical design of spiral bevel gears. However, there are still some remaining unclarities related to the reliability and use of Becal.

The purpose of this master's thesis was to assess the suitability of Becal as a practical design tool. Here the suitability is considered as a combination of reliability and usability. Usability is related to time efficiency and user friendliness of such analysis process that leads to sufficiently accurate results.

Two real example cases, provided by ATA's customer Rolls-Royce Oy Ab, were analysed with Becal. They were two identical marine thruster gear drives that utilize identical bevel gears, except for difference in handedness. Calculated contact patterns with and without load were compared to real ones documented at the assembly and full load test of the gear drives. During manufacturing the gears were measured using a co-ordinate measuring machine. Relative displacements of the gears were determined through analysis of deformations and displacements occurring in the gear drive under load. The deviations of geometry and relative position of the bevel gears were used as input for Becal. The main idea was that by providing Becal with as accurate as possible input data, the comparison will show the best accuracy that can be expected with Becal in real applications. At the same time assessments of the usability of the analysis process could be made.

Based on the comparison it was concluded that Becal is able to provide sufficiently accurate results for the needs of practical design process. The usability is dictated by the amount of work related to the abovementioned input data, the importance of which strongly depends on application. This means that the usability of Becal is case-specific. It was also concluded that for a more comprehensive assessment, more example cases of different kinds are needed and, in possible future studies, the known uncertainties related to this work should be eliminated.

ALKUSANAT

Diplomityön aihe kehittyi jatkoajatuksena keväällä 2007 ATA Gears Oy:ssä tekemälleni tehonsiirron erityistyölle ("Selvitys ympäristön muodonmuutosten huomioonniista kaarihampaisten kartiohammaspyörien Becal -analyysissä niin kutsutun umfeld - tiedoston avulla"). Työn mielekkyyteen vaikutti oleellisesti ATA:n asiakkaan, Rolls-Royce Oy Ab:n tarjoama mahdollisuus käyttää laskennallisten tulosten vertailukohteena todellista esimerkkitapausta. Tästä kiitos kuuluu Rolls-Royce:n Juha-Pekka Vesalle, Timo Rautille sekä työn teon aikana yhteyshenkilönä toimineelle Pentti Lähteelle.

ATA:n puolelta haluan kiittää diplomityön valvojana toiminutta DI Eero Mäsää kriittisistä ja asiantuntevista kommentteista liittyen työn sisältöön, sekä Janne Koukkulaa avusta sopivan esimerkkitapauksen etsimisessä. Erityiskiitos DI Gabor Szantille rohkaisusta ja kannustuksesta sekä opastuksesta liittyen koordinaattimittaukseen, laskentamenetelmiin ja kartiohammaspyörien teoriaan. Kiitokset työn valmistumisesta kuuluvat myös tyttöystävälleni ja vanhemmilleni, jotka jaksoivat kannustaa eteenpäin työn pitkittymisestä huolimatta.

Kiitän myös työn tarkastajaa professori Arto Lehtovaaraa asiantuntevasta ohjauksesta.

Tampereella _____

Jesse Rontu

SISÄLLYS

1. JOHDANTO.....	1
------------------	---

TEORIAOSA

2. KARTIOHAMMASPYÖRÄT MEKAANISESSA TEHONSIIRROSSA	3
3. SUUNNITTELUN LASKENTAMENETELMÄT	8
3.1. Katsaus historiaan.....	8
3.2. Kasvavat vaatimukset ja kehittyneet laskentamenetelmät	9
3.3. Standardoidut laskentamenetelmät.....	10
4. KAAREVAHAMPAISTEN KARTIOHAMMASPYÖRIEN HAMMASKOSKETUSANALYYSI.....	14
4.1. Johdanto.....	14
4.2. Tulosten käyttötarkoituksia	17
4.3. Laskentavaiheet ja -menetelmät	19
4.3.1. Hammasgeometrian mallinnus.....	19
4.3.2. Kartiopyörien keskinäisten siirtymien määrittäminen.....	23
4.3.3. Kuormittamattoman rynnön simulointi.....	26
4.3.4. Kuormitetun rynnön simulointi.....	28
5. BECAL	36
5.1. Johdanto.....	36
5.2. Laskentamenetelmät	37
5.2.1. Kartiopyörien keskinäisen aseman muutos kuorman alla.....	37
5.2.2. Hammasgeometrian mallinnus.....	37
5.2.3. Rynnön simulointi.....	39
5.3. Aikaisemmat vertailututkimukset.....	43

TUTKIMUSOSA

6. TUTKIMUKSEN TOTEUTUSTAPA	48
7. ESIMERKKITAPAUSET	51
8. TYÖVAIHEET JA -MENETELMÄT	54
8.1. Hammasgeometrian poikkeamat	54
8.1.1. Koordinaattimittaus.....	54

8.1.2.	Mittaustulosten hyödyntäminen	60
8.2.	Kartiopyörien keskinäisen aseman muutos kuorman alla	63
8.2.1.	Akseliston muodonmuutosten ja siirtymien määrittäminen	63
8.2.2.	Asemapoikkeama-arvojen määrittäminen	72
8.3.	Vaihteiden kokoonpano ja täyden kuorman testi	74
9.	TULOKSET JA NIIDEN TARKASTELU	85
9.1.	Kuormittamaton tilanne.....	85
9.2.	Kuormitettu tilanne.....	88
9.3.	Tulosten kannalta oleelliset tekijät	93
10.	JOHTOPÄÄTÖKSET	96
	Lähteet.....	101
	LIITE 1:Muotopoikkeamien mittaustulokset (normaali mittaus)	107
	LIITE 2:Jako- ja pyörintäpoikkeamien mittaustulokset (normaali mittaus)	109
	LIITE 3:Muotopoikkeamien mittaustulokset (hammaspyörät akseleille sovitettuina).	111
	LIITE 4:Bearel-laskelmien lähtötiedot ja tulokset.....	112
	LIITE 5:Digitaalivalokuvia todellisista kosketuskuvioista.....	116
	LIITE 6:Yksittäisten tekijöiden vaikutus laskennallisiin kosketuskuvioihin.....	117
	LIITE 7:Becalin sisäisen akselilaskennan lähtötiedot (UMFELD.DAT-tiedosto)	118
	LIITE 8:Becalin sisäisen akselilaskennan tulokset (UMFELD.LIS-tiedosto ja kimmoviivakuvaajat).....	123

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

RR	Rolls-Royce Oy Ab
ATA	ATA Gears Oy
HKA	Hammaskosketusanalyysi
NC	Numerical Control; työstökoneen numeerinen ohjaus
ISO	International Organization for Standardization; kansainvälinen standardi
DIN	Deutsches Institut für Normung; kansallinen standardi
SFS	Suomen standardisoimisliitto; kansallinen standardi
ANSI/AGMA	American National Standards Institute / American Gear Manufacturers Association; kansallinen standardi
x	profiilinsiirtokerroin
a_{ax-pin}	pinionin aksiaalisuuntainen sijaintipoikkeama
a_{ax-lp}	lautaspyörän aksiaalisuuntainen sijaintipoikkeama
a_{hyp}	akselien risteilypoikkeama (hypoidisuunnassa)
a_{sigma}	akselilen välinen kulmapoikkeama
hypoidiasetus	etäisyys, jolla kartiohammaspyörien akselit risteävät

1. JOHDANTO

Ominaisuudet kuten tehotehitys, hiljaisuus, hyötysuhde ja hinta ovat tärkeitä kriteereitä hammasvaihteita suunniteltaessa. Vaikka hammaspyörät muodostavat vain pienen osan vaihdekonstruktiosta, on niiden optimoinnilla usein ratkaiseva merkitys näiden kriteereiden kannalta. Esimerkiksi hammaspyörien koko saattaa määrätä vaihteen ulkomitat. Optimaaliset parametrit niin geometriaan, materiaaleihin kuin valmistukseenkin liittyen voidaan luotettavimmin määrittää testaamalla tuotteita niiden todellisissa käyttöolosuhteissa. Suurista kustannuksistaan johtuen tätä tapaa voidaan vain harvoin käyttää hammaspyörien suunnittelu- ja tuotekehitysprosessissa, varsinkin kun on kyse piensarjatuotannosta.

Laskennallinen mallinnus ja simulointi tarjoavat houkuttelevan vaihtoehdon fyysisten prototyyppien valmistukselle ja niiden testaamiselle. Nykyisin simulointia hyödynnetään käytännössä kaikilla tekniikan aloilla. Nykyaikaisten tietokoneiden laskentakapasiteetti yhdistettynä sitä hyödyntäviin numeerisiin laskentamenetelmiin mahdollistavat monien fyysiikkaalisten ilmiöiden mallintamisen äärimmäisen tarkasti. Tällaiset menetelmät eivät kuitenkaan välttämättä sovellu käytännön suunnittelutyöhön. Rajoittavia tekijöitä ovat laskentamallin luomiseen, variointiin ja ratkaisemiseen tarvittava aika, sekä suunnittelijalta edellytettävän erityisosaamisen taso. Käytännön sovelluksissa tyydytään usein vähäisempään tarkkuuteen kuin tieteellisessä tutkimuksessa, mikäli sen kustannuksella saavutetaan etuja kyseisissä tekijöissä.

Käytännön suunnittelutyössä kartiohammaspyörien tehonsiirtokyky määritetään lähes poikkeuksetta kansallisten tai kansainvälisten standardien mukaisesti. Niiden sisältämät yksinkertaiset laskentamenetelmät soveltuvat hyvin suunnittelutyöhön, mutta kykenevät vain rajoitetulla tarkkuudella käsittelemään kartiohammaspyörien hammaskosketuksessa esiintyviä monimutkaisia ilmiöitä. Hammasvaihteisiin kohdistuvat kasvavat vaatimukset edellyttävät entistä tarkempaa tietoa kyseisistä ilmiöistä. Tästä seuraa tarve kehittyneemmille laskentamenetelmille, jotka eivät kuitenkaan saa merkittävästi haitata suunnitteluprosessin sujuvuutta. Kolmiulotteisiin geometriamalleihin perustuvaa hammaskosketuksen laskennallista analysointia on hyödynnetty kartiohammaspyörien suunnittelussa jo 1960-luvulta lähtien. Aluksi käsiteltiin vain kuormittamatonta tilannetta, mutta myös muodonmuutokset huomioon ottavat menetelmät seurasivat nopeasti perässä numeeristen laskentamenetelmien ja tietokoneiden yleistyessä. Nykyisin hammaskosketuksen laskennalliseen analysointiin on käytettävissä monenlaisia laskentamenetelmiä.

ATA Gears Oy:ssä suunnitellaan ja valmistetaan kaarevahampaisia kartiohammaspyöriä vaativiin käyttökohteisiin. Myös ATA:ssa hammaskosketuksen

laskennallinen analysointi on vakiintunut osa suunnitteluprosessia. Laskennassa käytetään muun muassa Dresdenin teknillisessä yliopistossa kehitettyä Becal (BEvel gear CALculation) ohjelmaa. Numeerisista menetelmistä poiketen Becal ei edellytä suurta laskentakapasiteettia, koska sen laskentamenetelmät perustuvat valtaosin analyttisiin teorioihin. Lisäksi ohjelma sisältää toiminnallisuuksia, jotka automatisoivat useita analyysiin liittyviä laskentavaiheita, tehden ohjelman käytöstä helposti omaksuttavaa ja ennen kaikkea nopeaa. Näistä syistä Becal soveltuu potentiaalisesti hyvin käytännön suunnittelutyöhön.

Becalin tulosten luotettavuutta on tietyiltä osin käsitelty jo aiemmissa tutkimuksissa, mutta pääasiassa vain teoreettisella tasolla, jättäen huomiotta todellisiin tapauksiin liittyviä tekijöitä, kuten hammasgeometrian poikkeamat ja kartiohammaspyörien keskinäiset siirtymät kuorman alla. Tutkimuksia, joissa Becalin tuloksia olisi vertailtu todelliseen käytännön tapaukseen ei ole saatavilla avoimessa kirjallisuudessa. ATA:ssa tähän astiset kokemukset Becalista ovat olleet pääosin hyviä, mutta ohjelman käyttöön ja tulosten luotettavuuteen liittyy edelleen epävarmuutta, jonka vuoksi ohjelman soveltuvuus suunnittelutyökaluksi on vielä joiltakin osin kyseenalainen.

Tämän diplomityön tarkoituksena oli arvioida Becalin soveltuvuutta kaarevahampaisten kartiohammaspyörien suunnittelutyöhön. Tulosten luotettavuuden lisäksi pyrittiin arvioimaan menetelmän käytettävyyttä. Toisin sanoen tavoitteena oli löytää vastaus seuraaviin kysymyksiin:

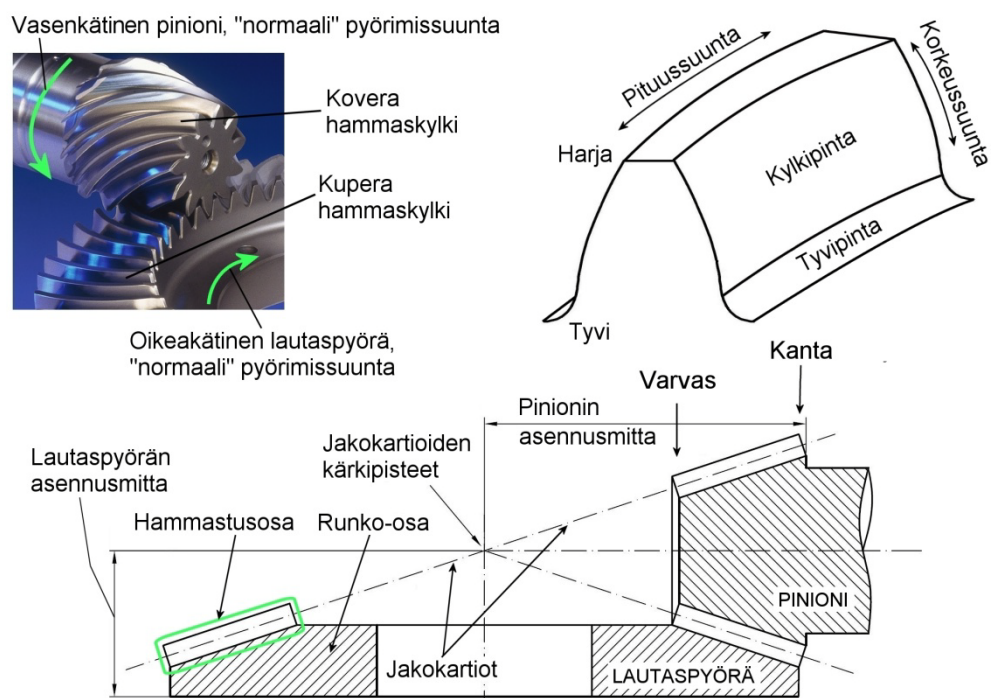
1. Miten tarkkoja tuloksia Becal kykenee parhaimmillaan tarjoamaan?
2. Miten aikaavievä ja vaativa luotettaviin tuloksiin johtava analysointiprosessi on?

Työ on jaettu teoria- ja tutkimusosaan. Teoriaosassa määritellään *hammaskosketusanalyysin* käsite, käydään läpi siihen liittyvät työvaiheet sekä esitellään pintapuolisesti sen suorittamiseen käytettyjä laskentamenetelmiä. Becalin osalta laskentavaiheet ja –menetelmät käydään läpi tarkemmin. Tutkimusosassa keskitytään ATA:n asiakkaan, Rolls-Royce Oy Ab:n tarjoamiin esimerkkitapauksiin, joiden avulla työn tavoitteet pyrittiin saavuttamaan. Tapaukset olivat laivakäyttöön tarkoitettuja potkurilaittevaihteita, joissa käytetään ATA:n kartiohammaspyöriä. Esimerkkitapausten hammaskosketus analysoitiin Becalilla ja laskennallisia kosketuskuvioita verrattiin vaihteiden kokoonpanossa (kuormittamaton tilanne) sekä täyden kuorman testissä (kuormitettu tilanne) dokumentoituihin todellisiin kosketuskuvioihin. Becalin tulosten luotettavuutta sekä niiden edellyttämän analysointiprosessin vaativuutta pyrittiin arvioimaan käyttämällä Becal-laskentamalleissa mahdollisimman tarkkoja lähtöarvoja. Näitä olivat koordinaattimittauksen kautta määritetyt hammasgeometrian poikkeamat, sekä kartiohammaspyörien keskinäiset siirtymät, jotka selvitettiin mallintamalla laskennallisesti kuormituksen alaisessa vaihteessa tapahtuvat muodonmuutokset ja siirtymät.

I TEORIAOSA

2. KARTIOHAMMASPYÖRÄT MEKAANISESSA TEHONSIIRROSSA

Kartiohammaspyöriä (lyh. *kartiopyörät*) käytetään yleisesti pyöriviin akseleihin perustuvassa tehonsiirrossa, kun akselit eivät ole samansuuntaisia. Tarkan määritelmänsä mukaan kartiopyörien akselilinjat leikkaavat toisensa, mutta tässä työssä kartiopyöriksi luetaan myös hypoidipyörät, joiden akselit risteävät mutta eivät leikkaa toisiaan. Kartiopyörien akseleiden välinen kulma (*akselikulma*) voi teoriassa olla lähes mikä tahansa, mutta tyypillisesti se on 90° . Kartiopyöriä on olemassa suora-, vino- ja kaarevahampaisia. Tässä työssä keskitytään ATA:ssa valmistettavaan tyyppiin, eli *kaarevahampaisiin kartiohammaspyöriin*. Suuresta kokonaisryntösuhteestaan ja jäykästä hammasmuodostaan johtuen ne ovat tehonsiirtokyvyltään ylivoimaisia verrattuna muihin kartiopyörätyyppeihin. Samoista syistä kaarevahampaiset kartiohammaspyörät ovat myös hiljaisempia kuin suora- tai vinohampaiset. Kaarevahampaisia kartiohammaspyöriä käytetään usein vaativissa kohteissa, eli silloin kun kuormitus ja/tai pyörimisnopeudet ovat suuria. Kuvassa 2.1 on esitelty kartiopyöriin liittyviä peruskäsitteitä sekä tässä työssä käytettyä terminologiaa.



Kuva 2.1 Kartiopyöriin liittyviä peruskäsitteitä ja tässä työssä käytettyjä termejä

Kaarevahampaisten kartiohammaspyörien normaali pyörimissuunta on se, jossa pinionin kovera hammaskylki on kontaktissa lautaspyörän kuperan hammaskyljen kanssa. Näitä hammaskylkiä nimitetään tässä työssä *vetokyljiksi*. Vastakkainen pyörimissuunta on yleensä epäedullisempi kartiopyöräparin toiminnan kannalta. Tällöin kontaktissa olevia hammaskylkiä (pinionissa kupera, lautaspyörässä kovera) nimitetään *pakkikyljiksi*. Hampaan pituussuuntainen muoto riippuu valmistusmenetelmästä. Käytännössä muoto perustuu joko ympyränkaareen, evolventtiin tai jatkettuun episykloidiin, joista kaksi jälkimmäistä on käytössä ATA:lla (Klingelbergin palloidi- ja syklopalloidimenetelmät). Kartiopyörän katsotaan jakautuvan runko-osaan ja varsinaiseen hammastukseen (kuva 2.1). Kartiopyörien perusteorian mukaan jakokartion kärkipisteen nimellinen sijainti on vastapyörän akselinjalla, jonka etäisyys kartiopyörässä olevasta referenssipinnasta määritellään *nimellisellä asennusmitalla* (kuva 2.1). Valmistusteknisistä syistä johtuen piirustuksiin merkitty nimellinen asennusmitta usein eroaa hieman siitä, jota käytetään kartiopyörien asennuksessa.

Tässä työssä termillä hammasgeometria tarkoitetaan kuvassa 2.1 esitettyjä kylki- ja tyvipintoja, eli toisin sanoen koko hammasaukon geometriaa. Täysin määritelty hammasgeometria sisältää myös tiedon hampaiden sijainnista toistensa suhteen kartiopyörän kehällä. *Nimellisessä hammasgeometriassa* hampaiden muoto ja sijainti suhteessa toisiinsa ovat tarkasti vakioita, kun taas *todellisessa hammasgeometriassa* mukana on myös poikkeamia, joita käsitellään tarkemmin luvussa 4.3.1. *Teoreettisella hammasgeometrialla* tarkoitetaan sellaista, joka perustuu johonkin konjugaattimuotoon. Konjugaattimuodoiksi kutsutaan hammaskyljen korkeussuuntaisia profiileja, jotka toteuttavat *yleisen hammaslain*, eli joilla voidaan siirtää pyörimisliikettä kahden akselin välillä tarkasti vakiona pysyvällä välityssuhteella. Nimellisgeometria edustaa virheetöntä hammasgeometriaa, joka kuitenkin sisältää teoreettiseen konjugaattimuotoon tietoisesti tehdyt korjaukset. Näihin, kartiopyöräparin toiminnan kannalta välttämättömiin korjauksiin palataan tuonnempana.

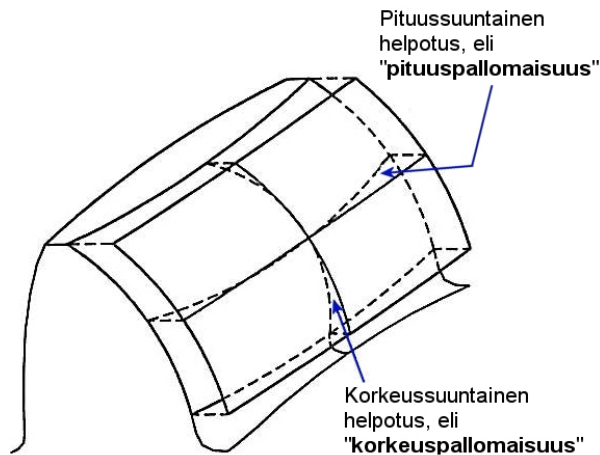
Vaikka yleisen hammaslain toteuttavia konjugaattimuotoja on teoriassa olemassa rajaton määrä, käytetään kartiopyörissä lähes poikkeuksetta *oktoidi* -profiiliä. Lieriöpyörissä käytetyn *evolventin* tapaan myös oktoidi voidaan valmistaa suorakylkisillä hammastusterillä, joka on merkittävä valmistustekninen etu. Työkaluun ja vierintään perustuvaan valmistusmenetelmään liittyvistä yhteneväisyyksistä huolimatta oktoidi -profiililla ei saavuteta muita evolventtihammaspyöriin liittyviä etuja, kuten kinematiikan tunteettomuus pienille poikkeamille akselivälissä (verrattavissa akselikulmaan kartiopyörissä) tai hammaspyörien aksiaalisuuntaisessa sijainnissa. Rynnössä olevien oktoidi -profiilien asema toistensa suhteen on tarkasti määrätty eikä siitä teoriassa voida poiketa liikkeensiirron kinematiikan kärsimättä. Näin ollen akselikulma on pidettävä tarkasti vakiona ja profiilinsiirtokertoimet valittava niin, että ne toteutettavat ehdon $x_1 = -x_2$ (niin kutsuttu V-nolla -hammasgeometria). Nämä seikat johtuvat pohjimmiltaan siitä, että oktoidi -profiilin ryntöviiva ei ole suora, kuten evolventin tapauksessa. Myös kartiopyörän hammastus on mahdollista valmistaa siten,

että ryntöviivasta tulee suora (palloevolventti), mutta kyseisen geometrian käyttö ei ainakaan toistaiseksi ole teknistaloudellisesti kannattavaa. [1, s. 27.]

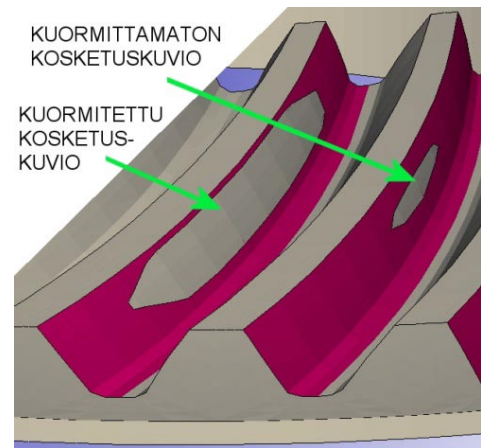
Oikeanlainen hammaskosketus on tärkeä tekijä hammaspyöräparin tehonsiirtokyvyn kannalta. Tässä työssä termillä *hammaskosketus* tarkoitetaan hammaskylkien *hetkellisten kontaktien* summaa. Teoreettinen hammasgeometria (konjugaattimuoto) ei sovellu käytännön tarkoituksiin, koska sitä käytettäessä hammaskosketus kattaisi koko hammaskyljen. Tällöin pienikin poikkeama hammaspyöräparin keskinäisessä asemassa aiheuttasi suuria jännityshuippuja hampaan reuna-alueille. Hammaskosketus pyritäänkin rajaamaan tietyn kokoiseksi vähentämällä kosketuksissa olevien hammaskylkien yhteensopivuutta. Tämä tapahtuu tekemällä hammasgeometriaan niin kutsuttuja *helpotuksia*, joiden johdosta kylkipinnan muoto poikkeaa hieman teoreettisesta konjugaattimuodosta. Helpotukset määrittelevät hammastuksen *mikrogeometrian*, erotuksena *makrogeometriasta* jolla käsitetään hammasgeometrian perusparametrit kuten hammasluku, moduli, ryntökulma ja profiilinsiirto.

Hammaskosketuksen visuaalinen ilmentymä on *kosketuskuvio*. Sillä tarkoitetaan sitä hammaskyljen aluetta, jossa esiintyy kontakti vastakyljen kanssa hammasparin rynnön aikana. Kosketuskuvion tarkistaminen on yleensä oleellinen osa kartiopyöräparin valmistusta ja asennusta. Hammastuksen viimeistelytyöstön yhteydessä suoritetaan pinionin ja lautaspyörän yhteensovitus, jossa varmistetaan että kosketuskuvio on kooltaan, muodoltaan ja sijainniltaan oikeanlainen. Vaihteen kokoonpanossa kosketuskuvion tarkastamisen kautta varmistetaan että pyörät on asennettu oikeaan asemaan toistensa suhteen. Käytännössä kosketuskuvio saadaan näkyviin levittämällä hammaskyljille ohut kerros väriainetta, joka pyyhkiytyy pois kontaktikohdista kun pyöriä pyöritetään kevyellä kuormalla.

Lieriöpyörissä tyypillisesti käytettävien paikallisten helpotusten (pää-, tyvi- ja pituushelpotus) sijaan kaarevahampaisiin kartiohammaspyöriin tehdään yleensä hampaan korkeus- ja pituussuuntaiset helpotukset, jotka ovat muodoltaan jatkuvia ja vaikuttavat siten koko hammaskyljen geometriaan (vrt. lieriöpyöräparin *bombeeraus*). Näitä, kuvassa 2.2 havainnollistettuja helpotuksia kutsutaan *korkeuspallomaisuudeksi* ja *pituuspallomaisuudeksi*. Kosketuskuvion koko riippuu helpotusten suuruuden lisäksi hampaissa kuorman alla tapahtuvista muodonmuutoksista. Koska kosketuskuvion koko kasvaa kuorman mukana (kuva 2.3), on helpotusten suuruus pyrittävä suhteuttamaan hammaspyöräparin välittämään vääntömomenttiin niin, että kosketuskuvio kattaa mahdollisimman suuren osan hammaskyljestä leviämättä kuitenkaan hampaan reunoille asti. Liian pieni kosketuskuvio johtaa kasvaneisiin kosketusjännityksiin, koska kuorma kohdistuu pienemmälle alueelle.



Kuva 2.2 Hammaskyljen helpotukset
(muokattu kuva lähteestä [2])



Kuva 2.3 Kosketuskuvion muuttuminen
kuormituksen seurauksena

Hampaan mikrogeometrian suunnittelussa on huomioitava kosketuskuvion koon lisäksi sen sijainti hammaskyljellä. Kartiopyörien ominaisuuksiin kuuluu, että pienetkin muutokset pyöräparin keskinäisessä asemassa vaikuttavat voimakkaasti kosketuskuvion sijaintiin. Koska yksikään vaihdekonstruktio ei ole täysin jäykkä, ei voida olettaa että kevyellä kuormalla symmetrisesti keskelle hammaskylkeä sijoittuva kosketuskuvio pysyisi kuorman kasvaessa paikallaan leviten tasaisesti joka suuntaan. Muun muassa laakereiden, akseleiden ja vaihdekotelon muodonmuutoksista johtuen kuvion paikka muuttuu sekä hampaan korkeus- että pituussuunnassa. Muutoksen suuruus ja suunta riippuvat vaihdekonstruktion ominaisuuksien lisäksi hammasgeometrian parametreista, kuten hampaan pituussuuntainen kaarevuus. Valtaosassa teollisesti valmistettavista kartiopyöristä hammaskosketus säädetään sellaiseksi, että kuormittamattomana kosketuskuvio sijaitsee hammaskyljen keskellä. Tällöin on riittävän suurilla helpotuksilla varmistettava, että kuvio pysyy hammaskyljellä myös kuorman alla. Jos hammaskosketuksen käyttäytyminen kuorman alla tunnetaan, voidaan tilannetta kompensoida hammastuksen viimeistelytyöstön yhteydessä. Silloin hammaskyljen mikrogeometriaa muutetaan niin, että kosketuskuvio ei sijaitse hammaskyljen keskellä kuormittamattomana, mutta siirtyy siihen kuorman alla. Samalla saattaa olla mahdollista vähentää helpotusten suuruutta, jolloin myös kosketusjännitykset pienenevät. Perinteisesti tieto kosketuskuvion käyttäytymisestä on saatu käytännön kokemuksista joko vaihteen todellisissa käyttöolosuhteissa tai kuormittamalla kartiopyöriä testipenkissä. Nykyisin asiaa voidaan tarkastella myös laskennallisesti.

Jännitysten lisäksi helpotukset vaikuttavat hammaspyöräparin vierintävirheeseen ja sitä kautta rynnön aiheuttamaan herätteeseen. Yleisen käsityksen mukaan hammaspyörien aiheuttama heräte on yksi tärkeimmistä tekijöistä hammasvaihteen melun kannalta. Helpotusten seurauksena vierintävirhe kasvaa varsinkin pienellä kuormalla. Teoreettinen konjugaattimuoto ei tästä huolimatta ole hammaspyöräparin kinematiikankaan kannalta ideaalinen, koska hampaissa tapahtuu muodonmuutoksia kuorman alla. Muodonmuutosten seurauksena helpotuksellisten hammaspyörien vierintävirhe yleensä pienenee selvästi kuormituksen kasvaessa. On todistettu, että

teoriassa on mahdollista määrittää helpotukset, joilla vierintävirhe häviää tietyllä kuormalla [3]. Tällaisia helpotuksia ei kuitenkaan sovelleta käytännössä koska niiden valmistaminen olisi vaikeaa ja hammaspyörien käyttökelpoinen kuormitusalue hyvin kapea.

Kartiopyörien tapauksessa hammaskosketuksen hallintaa voidaan pitää erityisen oleellisena osana pyörien suunnittelua, valmistusta ja asennusta. Samalla se on huomattavasti vaikeampaa kuin esimerkiksi lieriöpyörien tapauksessa, koska kosketuskuvio, hammasvällys ja rynnön kinematiikka ovat pyörien aksiaalisuuntaisen sijainnin kautta yhteydessä toisiinsa. Oikeanlaisen kosketuskuvion ja vällyksen saavuttaminen samanaikaisesti vaatii hammastuskoneen käyttäjältä kokemusta. Siinä missä pienet poikkeamat lieriöpyörien aksiaalisuuntaisessa sijainnissa ovat merkityksettömiä kosketuskuvion, vällyksen ja pyöräparin kinematiikan kannalta, saattavat ne kartiopyöräparin tapauksessa muuttaa toimivan konstruktion meluisaksi ja lyhytikäiseksi, tehonsiirtolinjan heikoimmaksi lenkiksi [4, s. 40]. Melun suhteen optimoidut helpotukset eivät välttämättä ole parhaat mahdolliset jännitysten kannalta. Optimaalisen mikrogeometrian määrittäminen on erityisen hankalaa tapauksissa, joissa sekä tehonsiirtokyky että melu ovat tärkeitä suunnittelukriteereitä.

Oikein suunniteltu ja oikeissa olosuhteissa käytetty hammaspyöräpari vaurioituu lopulta materiaalin väsymisen seurauksena, mikäli sen suunniteltu käyttöikä ylitetään. Kuluminen ei ole ongelma oikein toimivassa hammaspyörävalityksessä, koska hammaskontaktiin muodostuu kylkipinnat toisistaan erottava voiteluainekalvo (elastohydrodynaaminen voitelu). Kalvon muodostuminen edellyttää että kuormitus, voiteluaineen ominaisuudet (viskositeetti), hammaspyörien pyörimisnopeus ja hammaskontaktin lämpötila ovat tietyissä rajoissa. Mikäli voiteluainekalvo pettää, esimerkiksi liian suuren lämpötilan tai kuorman vuoksi, on seurauksena tahmautumis-ilmiö (scuffing), jonka laskennallinen ennustaminen on osa hammaspyörävalityksen tehonsiirtokyvyn määrittäystä.

Olettaen, että edellytykset voiteluainekalvon muodostumiselle ovat olemassa, rajoittaa hammaspyörien käyttöikää yleensä hampaan tyven taivutusväsyminen tai hammaskyljen vierintäväsyminen. Hammaspyöräparin tehonsiirtokyvyn määrittäminen perustuukin suurelta osin väsymisen aiheuttaman vaurion ennustamiseen. Edellä mainitut vauriomekanismit ovat pintailmiöitä. Ne esiintyvät siellä missä on suurimmat jännitykset, eli hampaan tyvipyörityksessä ja hammaskontaktissa. Niiden lisäksi esiintyy muitakin väsymisvauriomekanismeja, kuten esimerkiksi hiiletyskarkaistuissa hammaspyörissä hiiletyskerroksen ja sydänaineen raja-alueelta liikkeelle lähtevä murtuma (flankenbruch, TIF, case crushing). Erilaisia vaurioteorioita yhdistää se, että ne riippuvat hampaissa ilmenevistä jännityksistä. Jännitysten suuruuden ennustaminen on keskeisin osa hammaspyörien tehonsiirtokyvyn määrittäystä. Tähän tarkoitukseen kehitettyjä laskentamenetelmiä käsitellään seuraavissa luvuissa.

3. SUUNNITTELUN LASKENTAMENETELMÄT

3.1. Katsaus historiaan

Metallista valmistettuja, pyörimisliikkeen tarkkaan siirtoon kykeneviä hammaspyöriä käytettiin kellojen koneistoissa jo 1700-luvulla, mutta mekaanisessa tehonsiirrosta ne yleistyivät vasta 1800-luvun aikana. Siihen asti koneenrakennuksessa tarvittavat hammaspyörät oli perinteisesti valmistettu puusta, kiinnittämättä kovinkaan suurta huomioita hampaan muotoon. Uusien sovelluskohteiden, kuten höyrykoneen myötä hammaspyörien tehonsiirtokykyyn kohdistuvat vaatimukset kasvoivat, ja oli otettava käyttöön lujempia materiaaleja kuten pronssi, valurauta ja teräs. Puuhun verrattuna näiden materiaalien joustavuus ja sisäänajo-ominaisuudet olivat ”huonommat”, joten niiden käyttöönoton myötä oli panostettava myös hammaspyörien liikkeensiirron tasaisuuteen. Näin ollen valmistusmenetelmissä alettiin soveltaa hammaspyörien liikkeensiirron kinematiikkaan kohdistuneiden tutkimusten tuloksia. Aluksi hampaan haluttu muoto saatiin aikaan valamalla hammaspyörät muotteihin, mutta myös lastuavia työstömenetelmiä otettiin käyttöön nopeasti. 1800-luvun loppuun mennessä kyettiin valmistamaan useita kinemaattisesti tarkkoja hammasmuotoja mitä erilaisemmillä lastuavilla työstömenetelmillä. [5; 6.]

Materiaaleihin ja valmistustekniikkaan liittyvän kehityksen ohella 1800-luku toi mukanaan hammaspyörien tehonsiirtokyvyn laskennallisen tarkastelun. Aiemmin tehonsiirtokykyä rajoitti yleisimmin kuluminen, mutta kinemaattisesti tarkoissa metallipyörissä se ei välttämättä enää muodostunut ongelmaksi, varsinkin jos huolehdittiin oikeanlaisesta voitelusta. Sen sijaan rajoittaviksi tekijöiksi saattoivat muodostua vauriomekanismit kuten hampaan tyven murtuminen ja hammaskyljen kuoppautuminen. 1800-luvun lopulla näiden ilmiöiden ennustamiseksi oli käytössä lukuisia erilaisia laskentakaavoja, jotka useimmiten perustuivat hammaspyörien valmistajan omiin kokemuksiin. Kaavat olivat ulkomuodoltaan suhteellisen yksinkertaisia (kuva 3.1.1), mutta niissä oli jo varhain nähtävissä samat päätekijät (halkaisija, jako, hammasleveys ja pyörimisnopeus) kuin nykyaikaisissakin laskentamenetelmissä. Laskentakaavojen suuresta määrästä ja vauriomekanismien teoreettisen tuntemuksen vajavaisuudesta johtuen kaavojen tuloksissa esiintyi suurta hajontaa. Grantin mukaan [7, s.24] Cooper suoritti vuonna 1879 tutkimuksen, jossa verrattiin 24:n eri laskentakaavan tuloksia samaan hammasgeometriaan sovellettuina. Suurin tehonsiirtokyky oli yli kuusinkertainen pienimpään verrattuna. Dragon [8, s. 299] mukaan Harkness toteutti vastaavan selvityksen vuonna 1886 ja havaitsi jopa 15-kertaisia eroja eri menetelmien välillä. Tämä osoittaa, että laskennallisilla menetelmillä ei vielä tuolloin voitu kovinkaan luotettavasti arvioida hammaspyöräparin tehonsiirtokykyä. [9; 8 luku 1.]

$$\text{Horse-power of a cast gear} = \frac{12 c^2 f \sqrt{d n}}{1,000}$$

c = jako (in)
 f = hampaan leveys (in)
 d = halkaisija (in)
 n = kierrosluku (rpm)

Kuva 3.1.1 "Boxin sääntö" vuodelta 1869 [7, s.24]

Valmistustekniikan ohella myös laskentamenetelmien kehitys jatkui voimakkaana 1900-luvulla. Vuosisadan alussa Lewis julkaisi teorian, jolla hampaan tyven kuormankantokykyä kyettiin arvioimaan aiempaa tarkemmin. Teoria perustui ulokepalkkiteoriaan ja oli ensimmäinen, jossa pyrittiin huomioimaan hampaan muodon vaikutus hampaan tyvipyöristyksessä esiintyvään jännityskeskittymään. Lewisin teoriaan on aikojen saatossa ehdotettu lukuisia muutoksia, mutta lähes poikkeuksetta ne ovat liittyneet korjauskertoimiin, joilla on pyritty huomiomaan erikoisolosuhteita. Teoria on säilynyt perusmuodoltaan samanlaisena nykypäivään saakka ja sitä hyödynnetään edelleen hammaspyörien lujuuslaskennassa. Toinen merkittävä askel laskennallisten menetelmien kehityksessä oli Hertzin 1800-luvun lopulla kehittämä teoria, joka käsitteli kaarevien pintojen kontaktissa esiintyviä muodonmuuksia ja jännityksiä. Hertzin teoriaa hyödynnettiin 1900-luvulla laajasti niin hammaspyörien kuin muidenkin koneenosien lujuusopillisessa tarkastelussa. Myös Hertzin teorian perusmuoto on säilynyt pitkälti muuttumattomana ja sitä hyödynnetään muun muassa seuraavassa luvussa käsiteltävissä standardoidussa laskentamenetelmissä. [8, s. 299-300, 265; 10, s.4.]

3.2. Kasvatavat vaatimukset ja kehittyneet laskenta-menetelmät

Hammasvaihteeseen kohdistuvat vaatimukset koskevat yleensä sen tehonsiirtokykyä, käyttövarmuutta, painoa, kokoa, hintaa, melua ja hyötysuhdetta. Alati kasvaviin vaatimuksiin vastaaminen edellyttää joko käytännön kokeiden suorittamista tai kykyä mallintaa komponenttien toimintaa laskennallisesti riittävällä tarkkuudella. Jälkimmäinen vaihtoehto edellyttää syvällistä ymmärrystä vaihteessa tapahtuvista mekaanisista ilmiöistä. Kokeellinen testaus ei usein tule kysymykseen, johtuen siihen liittyvistä suurista kustannuksista. Toisaalta nykyaikaisten tietokoneiden suureen laskentakapasiteettiin nojaavilla numeerisilla menetelmillä voidaan mallintaa tarkasti mitä monimutkaisempien mekaanisten systeemien käyttäytymistä.

Hammaspyörät muodostavat usein vain pienen osan vaihdekonstruktiosta, mutta niiden ominaisuuksilla on usein ratkaiseva merkitys edellä mainittujen vaatimusten täyttymisen kannalta. Hammaspyörien koko esimerkiksi määrää monesti vaihteen ulkomitat ja rynnöstä aiheutuvat erisuuntaiset voimat vaikuttavat laakeroinnin toteutukseen. Rynnön aiheuttamaa herätettä puolestaan pidetään oleellisimpana tekijänä vaihteen melun kannalta.

Eräs tyypillisimmistä optimointiongelmista on tasapainottelu maksimaalisen tehotiheyden (tehonsiirtokyky vs. paino/koko) ja käyttövarmuuden välillä.

Hammaspyörien tehonsiirtokyvyn määrittämiseen liittyvät varmuusluvut edustavat epävarmuutta, joka liittyy materiaaliominaisuuksien ja todellisten kuormitusten tuntemukseen sekä laskentamenetelmien tarkkuuteen. Liiallinen varmuus heikentää tuotteen kilpailukykyä ja liian vähäinen varmuus johtaa ennen aikaisiin vaurioihin. Materiaaliominaisuuksiin liittyvää epävarmuutta on vaikea vähentää. Sen sijaan kuormituksiin ja niiden aiheuttamien vaurioiden ennustamiseen liittyvää epävarmuutta voidaan vähentää kehittyneempien laskentamenetelmien kautta.

Pyrkiminen suureen tehotehokkuuteen johtaa monesti kevyisiin rakenteisiin, joissa esiintyy suuria muodonmuutoksia. Ne johtavat vaihdekomponenttien keskinäisen aseman muuttumiseen, jolla on erityisen suuri merkitys hammaspyörien toiminnan kannalta. Tällöin on jännitysten ohella tärkeää pystyä analysoimaan tarkasti vaihteessa esiintyviä siirtymiä.

Perinteisesti hammasvaihteen melun ja dynaamisten kuormien analysoinnissa on käytetty ainoastaan komponenttien vääntöväärähtelyitä käsitteleviä laskentamalleja. Käytännön kokeissa on havaittu ominaisuuksia ja muotoja, joita ei ole voitu selittää tällaisilla laskentamalleilla [11]. Uusimmissa, monikappaledynamiikan ja elementtimenetelmän yhdistävissä laskentamalleissa voidaan ottaa huomioon komponenttien muodonmuutokset kaikissa vapausasteissa. Näin ollen tehonsiirtolinjan dynaamista käyttäytymistä voidaan mallintaa huomattavasti tarkemmin.

Luvussa 4 tarkemmin esiteltävä, kolmiulotteisiin geometriamalleihin perustuva, hammaskosketuksen laskennallinen analysointi on yksi tärkeimmistä työkaluista itse hampaan geometrian optimoinnissa. Myöhemmin *hammaskosketusanalyysiksi* kutsutun prosessin kehitys lähti alunperin liikkeelle kartiopyörien tarpeista, koska niissä hammaskosketuksen hallinta on erityisen oleellinen osa suunnittelua, valmistusta ja asennusta. Nykyisin hammaskosketusanalyysiä sovelletaan käytännössä kaikkiin erilaisiin hammaspyörätyyppeihin liittyvässä tutkimuksessa ja tuotekehityksessä.

3.3. Standardoidut laskentamenetelmät

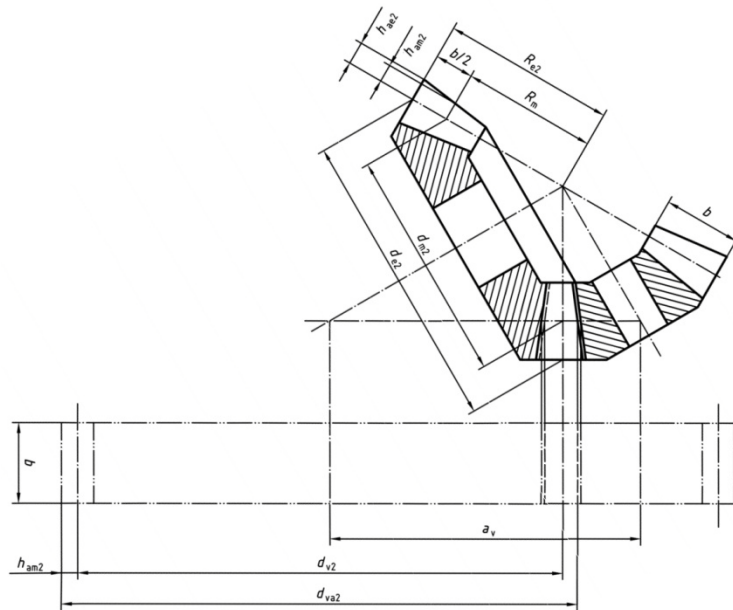
Hammaspyörien suunnittelussa edellä käsiteltyjä kehittyneitä menetelmiä voidaan hyödyntää vain rajoitetusti, koska riittävän tarkat tulokset edellyttävät samalla äärimmäisen monimutkaisia laskentamalleja. Niiden ratkaisemiseen tarvittavan laskenta- ja tallennuskapasiteetin lisäksi numeeristen menetelmien käytettävyyttä heikentää laskentamallien esi- ja jälkikäsitteilyyn liittyvä työmäärä. Myös käyttäjältä edellytettävän erikoisosaamista voidaan pitää rajoittavana tekijänä. Hammaspyörien suunnitteluprosessissa hammasgeometrian parametreja joudutaan yleensä varioimaan toistuvasti, jolloin lujuuslaskentamallin on päivityttävä nopeasti. Nopeuden merkitys korostuu automaattisia optimointialgoritmeja sovellettaessa ja esimerkiksi herkkyysanalyysijä tehtäessä.

Ennen kaikkea käytännön suunnittelutyön asettamista vaatimuksista lähtien on kehitetty kansainväliset (ISO 6336/10300) ja kansalliset (DIN 3990 ja 3991 sekä ANSI/AGMA 2001 ja 2003) standardit lieriö- ja kartiopyörien tehonsiirtokyvyn

laskentaa varten. Nykyisin teollisesti valmistettavien hammaspyörien tehonsiirtokyky määritetään lähes poikkeuksetta näiden standardien tai niihin pohjautuvien kansallisten ja alakohtaisten standardien mukaisesti. Viimeksi mainittuihin kuuluvat muun muassa luokituslaitosten (esim. DnV, ABS ja GL) sekä hammastuskonevalmistajien (esim. Klingelberg ja Gleason) suunnitteluohjeet. Koska kaikki nämä laskentamenetelmät muistuttavat hyvin läheisesti toisiaan, kutsutaan niitä tästä eteenpäin yhteisnimityksellä *standardimenetelmät*. Ne perustuvat kokeellisiin ja teoreettisiin tutkimuksiin, joiden pohjalta on kehitetty käytännön suunnittelutyöhön soveltuvat, helposti omaksuttavissa olevat laskentamenetelmät. Standardimenetelmissä käsitellään ainoastaan perinteisiä vauriomekanismeja, eli hampaan tyven taivutusväsymistä, hammaskyljen vierintäväsymistä ja joissain tapauksissa myös tahmautumisilmiötä. Näin on voitu käyttää vain oleellisiin tekijöihin erikoistuneita tehokkaita laskenta-algoritmeja, jotka kuitenkin tarjoavat riittävän tarkkoja tuloksia käytännön sovelluksiin. Standardimenetelmien vahvuutena on se, että teoreettisten tarkastelujen ohella laskentamenetelmiä on pyritty kalibroimaan käytännön kokemusten perusteella. Näin on periaatteessa mahdollista huomioida sellaisiakin tekijöitä, joiden tuntemus on toistaiseksi vajavaista teoreettisella tasolla tai joiden tarkka matemaattinen kuvaus olisi laskennallisesti liian raskasta.

Yleisesti ottaen laskentamenetelmää yksinkertaistamalla kavennetaan sen sovellusaluetta. Tämä pätee myös standardimenetelmiin, joiden katsotaan tarjoavan luotettavia tuloksia vain tietyllä hammasgeometrioiden ja käyttöolosuhteiden alueella. Laskennan rajoitukset ja edellytykset on yleensä tuotu selvästi esiin standardimenetelmien kuvauksissa.

Kartiopyörien standardimenetelmissä kartiohammasgeometria muunnetaan virtuaaliseksi lieriöpyörägeometriaksi. Muunnos perustuu niin kutsuttuun *Tredgoldin approksimaatioon*, jonka kuvassa 3.3.1 havainnollistettu periaate on peräisin 1800-luvulta. Muunnoksen jälkeen kartiohammasgeometrian tehonsiirtokyky määritetään lieriöhammaspyörille kehitetyillä laskentakaavoilla. Muunnoksessa käytetään kartiohammastuksen pituussuuntaista keskileikkausta, joten periaatteessa laskenta perustuu 2-ulotteiseen hammasmalliin. Todellisen hammasgeometrian kolmiulotteisuus pyritään huomioimaan lukuisilla vaikutuskertoimilla. [12, s.4; 13, s.2.]



Kuva 3.3.1 Kartiohammasgeometrian muunnos virtuaaliseksi lieriöpyörägeometriaksi ("Tredgoldin approksimaatio") [14]

Kaarevahampaisten kartiohammaspyörien ominaisuuksiin kuuluu hampaan pituussuunnassa muuttuva poikkileikkaus. Hampaassa esiintyviin jännityksiin vaikuttavat paramaterit, kuten hampaan vahvuus, spiraalikulma, tyvipyöristyksen säde ja kylkipinnan kaarevuus ovat erilaiset jokaisessa poikkileikkauksessa. Näin ollen on selvää, että hampaan keskileikkaukseen perustuvalla laskentamallilla voidaan vain rajoittuneesti käsitellä hammaskosketuksen ominaisuuksia [10, s.12].

Standardimenetelmissä edellytetään, että kosketuskuvio kuorman alla on "hyvän suunnittelukäytännön" mukainen, eli kattaa riittävän suuren osan hammaskyljestä ylettymättä kuitenkaan reunoille [14, s.1; 15, s.6]. Tällä oletuksella pyritään varmistamaan, että laskennan perustan muodostava keskileikkaus edustaa suurimman kuormituksen esiintymiskohtaa ja että hammasgeometrian helpotukset on valittu "sopivan suuruisiksi". Käytännössä on kuitenkin yleistä, että kuorman alla kosketuskuvio ei sijaitse tarkasti keskellä hammaskylkeä. Toisaalta hampaan keskellä sijaitseva kosketuskuviokaan ei suoraan tarkoita sitä, että suurimmat jännitykset esiintyisivät hampaan keskellä.

Tapauksissa joissa kartiopyöräparin kuormitus ei ole vakio, saattaa kosketuskuvion paikka vaihdella. Tällaisten tilanteiden laskennallinen tarkastelu lähtee yleensä liikkeelle siitä, että todellinen kuormitushistoria jaetaan kuormitustasoihin. Kuhunkin kuormitustasoon liittyvät jännitykset ratkaistaan erikseen, jonka jälkeen väsymisilmiötä voidaan tarkastella esimerkiksi Minerin kumulatiivista vaurioteoriaa soveltaen. Standardimenetelmiä käytettäessä ongelmana on, että kuhunkin kuormitustasoon liittyvien maksimijännitysten oletetaan vaikuttavan samassa pisteessä. Todellisuudessa kuorman jakautuminen hammaskyljellä riippuu itse kuorman suuruuden lisäksi muun muassa akseleissa ja laakereissa tapahtuvista muodonmuutoksista.

Tahmautumisilmiötä ei käsitellä kaikissa standardimenetelmissä lainkaan. Esimerkiksi ANSI/AGMA 2003 [15] standardissa todetaan, että kyseistä ilmiötä käsittelevissä laskentamenetelmissä esiintyy niin suurta hajontaa, ettei niitä toistaiseksi voida soveltaa hammaspyörien suunnittelussa.

Kuten aiemmin todettiin, on olemassa vaihtoehtoisia laskentamenetelmiä, joilla hammaspyörien tehonsiirtokykyyn vaikuttavia osatekijöitä voidaan käsitellä huomattavasti tarkemmin kuin standardimenetelmillä. Tällaisten menetelmien yhdistäminen osaksi standardimenetelmiä on vaikeaa, koska standardimenetelmien laskentaperiaatteet ja niihin liittyvät lujuusarvot ovat kytköksissä toisiinsa tavalla, joka osittain perustuu empiirisiin kokemuksiin. Yhden osatekijän käsitteleminen tarkempaa laskentamenetelmää käyttämällä on vaikeaa, koska kyseisen tekijän yksittäisvaikutusta ei välttämättä voida täysin erottaa kokonaisuudesta. Kartiopyörien osalta tilanne on erityisen monimutkainen, koska niihin liittyvissä standardimenetelmissä kartiohammasgeometrian erityisominaisuudet pyritään sovittamaan lieriöpyöriin perustuviin lujuusarvoihin käyttämällä empiirisiin kokemuksiin perustuvaa lisäkerrointa, jonka teoreettista taustaa ei toistaiseksi ole kunnolla selvitetty. [9; 16; 17, s. 37-38.]

4. KAAREVAHAMPAISTEN KARTIOHAMMAS- PYÖRIEN HAMMASKOSKETUSANALYYSI

4.1. Johdanto

HammasKosketusAnalyysissä (lyh. *HKA*) tavoitellaan yksityiskohtaista tietoa hammaspyöräparin rynnössä tapahtuvista mekaanisista ilmiöistä. Tämä tapahtuu mallintamalla laskennallisesti hampaissa esiintyviä muodonmuutoksia, jännityksiä sekä hammaskosketuksen kinematiikkaa. Standardimenetelmistä poiketen HKA:ssa käsitellään aidosti kolmiulotteista hammasgeometriaa ja tilannetta tarkastellaan vähintään yhden täydellisen rynnön ajalta. *Täydellisellä rynnöllä* tarkoitetaan hammaspyörien pyörähtämistä akselinsa ympäri sellaisen kiertokulman verran, jonka ajan yksi hammaskylkipari on jatkuvassa kontaktissa. HKA:ssa voidaan käsitellä kuormitettua tai kuormittamatonta tilannetta. Koska hammaspyörien ryntö ei ole hetkellinen tapahtuma, edellyttää sen laskennallinen käsittely tilanteen tarkastelemista usealla eri hetkellä. Näin ollen yksi täydellinen ryntö jaetaan useaan laskenta-askeleeseen, joista jokaisessa hampaat ovat kartiopyörien pyörimisliikkeen seurauksena hienoisesti eri asemassa toistensa suhteen.

Koska kartiopyöräteollisuutta on Suomessa hyvin vähän, on myös alan tuotekehitys vähäistä verrattuna esimerkiksi lieriöhammaspyöriin. Kartiopyörien HKA:ia käsittelevää suomenkielistä aineistoa ei ole saatavilla, joten aiheeseen liittyvä terminologiaakaan ei ole vakiintunutta. Olemassa oleva aineisto on lähes poikkeuksetta joko saksan- tai englanninkielistä. Kirjallisuudessa HKA jaetaan yleensä kahteen osaan riippuen siitä, käsitelläänkö laskennassa kuormitusta vai ei. Tällöin käytetään termejä TCA (Tooth Contact Analysis) ja LTCA (Loaded Tooth Contact Analysis), joilla tarkoitetaan hammaspyörien rynnön simulointia ilman kuormaa ja kuorman alla. Tässä työssä käytetään hieman toisenlaista terminologiaa, jossa HKA:ksi kutsutun kokonaisuuden katsotaan sisältävän sekä kuormittamattoman että kuormitetun tilanteen tarkastelun. Termien TCA ja LTCA vastineina käytetään termejä *kuormittamattoman rynnön simulointi* ja *kuormitetun rynnön simulointi*. Niillä viitataan täysin laskennallisiin prosesseihin, joiden katsotaan, varsinkin käytännön sovelluksissa, muodostavan vain osan hammaskosketusanalyysin työvaiheista. Mahdollisia muita työvaiheita käsitellään tarkemmin tuonnempana (kuva 4.1.1).

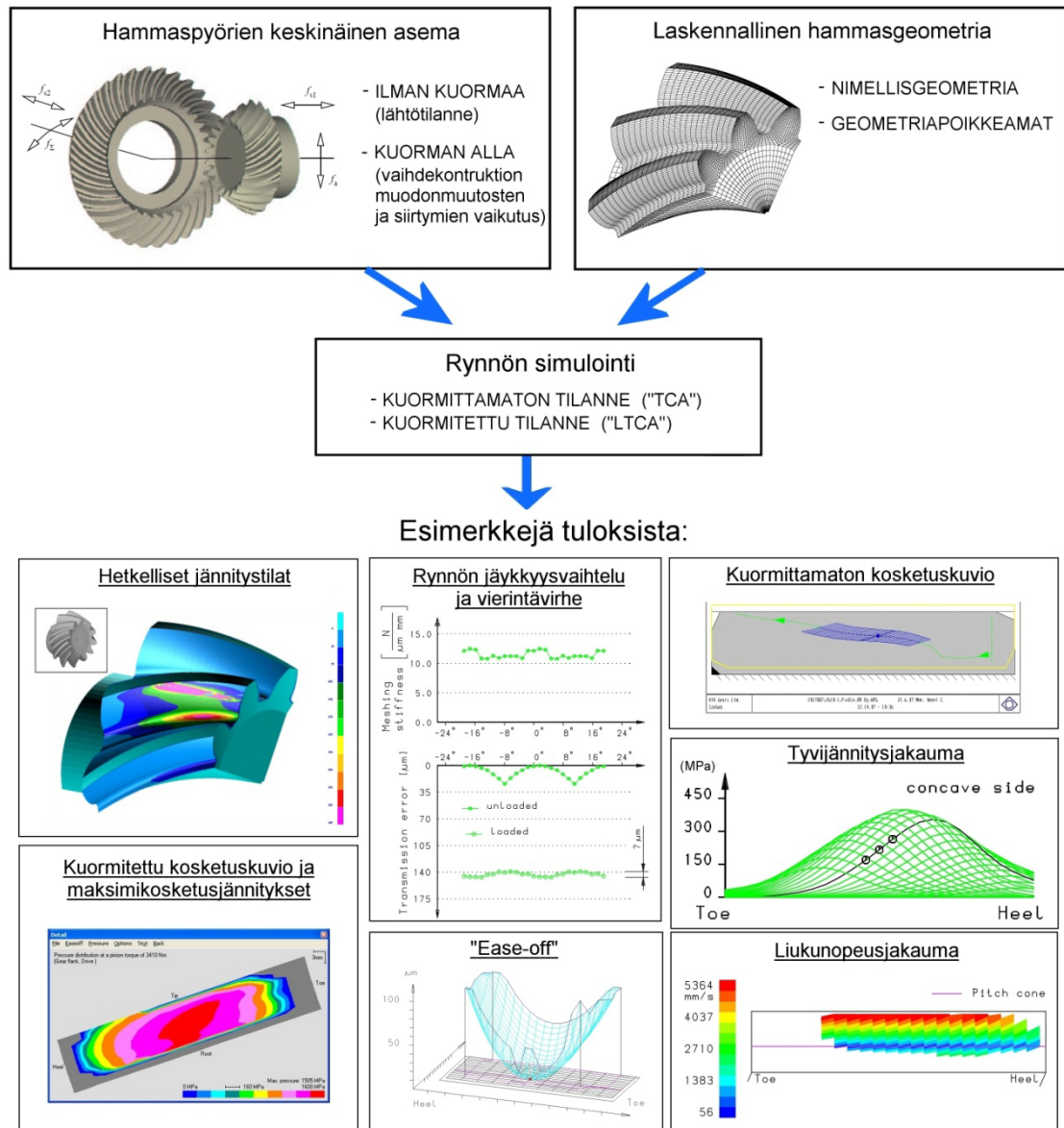
Edellä annetun määritelmän mukaisen HKA:n kehitys voidaan katsoa alkaneeksi 1960-luvun alussa, lähtien liikkeelle kuormittamattoman rynnön simuloinnista [18, s.29; 19, s.30-31]. Kaarevahampaisten kartiohammaspyörien hammaskosketuksen kinematiikan laskennallinen käsittely on matemaattisesti haastava tehtävä jo siitäkin syystä, että se edellyttää hammaskylkien momimutkaisen kolmiulotteisen geometrian mallintamista. Käytännössä tämä edellyttää hammastuksen työstöprosessin numeerista simulointia. Hammasgeometrian mallinnusta ja kuormittamattoman rynnön simulointia

käsitellään tarkemmin luvuissa 4.3.1 ja 4.3.3. Ensimmäiset menetelmät kuormitetun rynnön simuloimiseksi kehitettiin 1970-luvulla, jolloin käytettiin ensimmäistä kertaa aidosti kolmiulotteiseen hammasgeometriaan perustuvia laskentamalleja. Laskennassa sovellettiin muun muassa elementtimenetelmää, joka alkoi yleistyä monimutkaisten kolmiulotteisten rakenteiden lujuusopillisessa analysoinnissa. Laskentakapasiteetin rajoituksista johtuen laskentamallien resoluutio oli aluksi vaatimaton ja ne käsittivät yleensä vain yhden hampaan. Hammaskontaktissa tapahtuvia muodonmuutoksia ja kuorman jakautumista kyettiin näin ollen mallintamaan vain karkeasti. Tällaisten laskentamallien luotettavuus todettiinkin 1980-luvun lopulla suoritetuissa tutkimuksissa usein riittämättömäksi. [2; 19; 13.] 1990-luvulla laskentakapasiteetin nopean kasvun myötä laskentamalleihin voitiin sisällyttää useampia hampaita ja mallien resoluutiota voitiin parantaa [20]. Viimeisen 20 vuoden aikana varsinkin kuormitetun rynnön simulointia on tutkittu laajasti soveltaen numeerisia menetelmiä, analyyttisiä lujuusopin teorioita, sekä näiden yhdistelmiä. Laskentamallien raskaudesta johtuen puhtaasti numeeriseen menetelmään pohjautuvan simulaation hyödyntäminen suunnittelutyössä on edelleen harvinaista. Toisaalta numeeriset menetelmät ovat jouduttaneet yksinkertaisempien laskentamenetelmien kehitystä, koska ne ovat tarjonneet luotettavan referenssin, jota vastaan menetelmiä on voitu kalibroida. Nykyisin kuormitetun rynnön simulointi perustuu käytännössä poikkeuksetta monihampaisiin geometriamalleihin. Käytössä olevia laskentamenetelmiä käsitellään tarkemmin luvussa 4.3.4.

Useimmiten HKA:ssa rajoitutaan kvasistaattiseen tarkasteluun, jossa tilanne oletetaan hetkellisesti staattiseksi kussakin laskenta-askeleessa. Tämä oletus vastaa vaihteen kuormittamista hitaalla pyörimisnopeudella, jolloin dynaamisilla ominaisuuksilla ei ole merkitystä. Myös rynnön dynamiikan simulointia on tutkittu [21], mutta selkeästi vähemmän. Tämä johtuu ennenkaikkea siitä, että rynnön dynamiikkaan vaikuttavien tekijöiden kuten vaimennuksen, hammasvälyksen, iskumaisten kuormien ja värähtelyjen huomioiminen johtaa liian monimutkaisiin ja raskaisiin laskentamalleihin. Kvasistaattisen simuloinnin tuloksia hyödynnetään kuitenkin yleisesti osana laskentamalleja, joilla simuloidaan vaihteen koko voimansiirtolinjan dynamiikkaa [22; 23; 24; 25; 26.] Tässä työssä rajoitutaan käsittelemään ainoastaan kvasistaattista kuormitetun rynnön simulointia. Siinä jätetään edellä mainittujen asioiden lisäksi yleensä huomioimatta myös hammaskontaktissa esiintyvän elastohydrodynaamisen voitelukalvon sekä kitkavoimien vaikutus.

Käytännön tapauksissa hammasgeometrian poikkeammilla sekä kartiopyörien keskinäisen aseman muuttumisella kuormituksen seurauksena on usein merkittävä vaikutus hammaskosketukseen. Tästä syystä todellisen hammasgeometrian ja hammaspyörien suhteellisten siirtymien selvittämisen ja huomioon ottamisen katsotaan olevan oleellinen osa hammaskosketusanalyysiksi kutsuttua kokonaisuutta (kuva 4.1.1) varsinkin silloin kun HKA:a sovelletaan käytännön tapauksiin.

KAAREVAHAMPAISTEN KARTIOHAMMASPYÖRIEN HAMMASKOSKETUSANALYYSI



Kuva 4.1.1 Hammaskosketusanalyysin työvaiheet ja esimerkkejä tuloksista

Kuvaan 4.1.1 on koottu esimerkkejä tyypillisistä HKA:n tuloksista. Kuormittamattoman rynnön simuloinnin osalta niitä ovat muun muassa

- Ease-off
- Kuormittamaton kosketuskuvio
- Vierintävirhe kuormittamattomana

Ease-off edustaa hammaskylkien vastin pisteiden välisiä minimietäisyyksiä yhden täydellisen rynnön aikana, hammaspyörien pyöriessä tarkasti teoreettisella välityssuhteella [12, s. 14]. Pintakuvaajana esitettynä se havainnollistaa hyvin hammaskylkien yhteensopivuutta suhteessa teoreettiseen hammasgeometriaan. Kuormittamaton vierintävirhe kertoo kuinka paljon käytettävän pyörän pyörimisliike

poikkeaa teoreettisesti tarkasta liikkeestä, kun käyttävä pyörä pyörii vakiopyörimisnopeudella. Kuormittamaton kosketuskuvio kuvaa hetkellisten hammaskontaktien reittiä pitkin kylkipintaa. Teoriassa pistemäiset hammaskontaktit muodostaisivat viivamaiseen kosketuskuvion, mutta laskennassa huomioidaan yleensä myös hammaskyljille kuvitellun kosketusvärikerroksen paksuus. Tämä antaa kosketuskuvion leveyden ja mahdollistaa siten vertailun todellisiin kosketuskuvioihin. Kuormitetun rynnön simuloinnin tyypillisiä tuloksia ovat:

- Kosketus- ja tyvijännitys jakaumat (hetkellinen ja maksimi)
- Kuormitettu kosketuskuvio
- Vierintävirhe kuormitettuna
- Rynnön jäykkyysvaihtelu
- Kosketuksen liukunopeusjakauma

Seuraavassa luvussa käsitellään edellä mainittujen tulosten hyödyntämistä kartiopyörien suunnittelussa.

4.2. Tulosten käyttötarkoituksia

Koska HKA perustuu kolmiulotteiseen hammasgeometriaan, voidaan sen avulla määrittää hampaissa esiintyvät jännitykset tarkemmin kuin standardimenetelmillä. Jännitysten suuruuden lisäksi saadaan selville myös niiden sijainti. Tästä on etua erityisesti tapauksissa, joissa kartiopyöriin kohdistuva kuorma vaihtelee merkittävästi. Kun tunnetaan hampaan eri pisteissä esiintyvä todellinen jännityshistoria, voidaan kriittinen kohta määrittää tarkemmin kuin standardimenetelmillä, joissa suurimman jännityksen katsotaan kuormituksesta riippumatta sijaitsevan hampaan keskellä.

Joissain tapauksissa (riippuen kuormitetun rynnön simulointiin käytettävästä laskentamenetelmästä) HKA:n avulla voidaan selvittää myös hampaan sisäinen jännitystila. Tätä tietoa voidaan hyödyntää muunkinlaisten kuin perinteisten vauriomekanismien tarkastelussa (esim. [27]). Tulosten hyödyntämistä saattaa kuitenkin vaikeuttaa se, että hampaan sisäisten lujuusarvojen ja jäännösjännitysten jakaumaa ei usein tunneta tarkasti.

Paremmasta tarkkuudestaan huolimatta HKA:ia ei voida pitää vaihtoehtona standardimenetelmille, koska sen tulosten perusteella ei voida suoraan määrittää kartiopyöräparin tehonsiirtokykyä ja siihen liittyviä varmuuslukuja. Hampaassa esiintyvät maksimijännitykset ovat nimittäin vain yksi monista tekijöistä, jotka on otettava huomioon hampaan tyven ja kylkipinnan väsymistä käsiteltäessä.

Luvussa 3.3 käsitellyistä syistä myös mahdollisuudet HKA:iin pohjautuvien jännitysarvojen käyttämiseksi osana standardimenetelmiä ovat hyvin rajoitetut. Kehitystyö HKA:n tulosten laajamittaisemman käytön mahdollistamiseksi on kuitenkin käynnissä (esim. [28]). Mainittakoon, että luokituslaitos DnV:n (ISO 10300 standardiin perustuva) laskentamenetelmä mahdollistaa jo nyt HKA:stä saatujen jännitysarvojen käyttämisen, olettaen että ne on ratkaistu tietyllä HKA-ohjelmistolla.

Paikallisten tyvi- ja kosketusjännitysten lisäksi HKA:n tuloksena saadaan myös puhtaasti muodonmuutoksia ja siirtymiä kuvaavia tuloksia kuten kosketuskuviot. Standardimenetelmät asettavat kuormitetun kosketuskuvion koon ja sijainnin suhteen vaatimuksia, joiden täyttyminen on perinteisesti voitu varmistaa vain käytännön kokemusten kautta. HKA:n avulla asiaa voidaan tarkastella laskennallisesti. Hammaskyljen mikrogeometria voidaan optimoida tiettyyn sovellukseen ottamalla huomioon kuormituksen suuruuden lisäksi lämpötilaerojen, välysten ja vaihdekomponenttien aiheuttama muutos kartiopyörien keskinäisessä asemassa. Yrityksen ja erehdyn kautta, ilman laskennallisia työkaluja toteutettuna, prosessi optimaalisen mikrogeometrian löytämiseksi saattaa pahimmillaan kestää kuukausia [29].

Standardimenetelmien asettamien vaatimusten täyttymisen lisäksi HKA:n avulla voidaan arvioida niiden pätevyyttä. Kartiopyörien suunnittelussa erityisen haasteellisia ovat tapaukset, joissa hammaskosketus on optimoitava useille kuormitustasoille ja/tai käyttöolosuhteille. HKA:n avulla voidaan määrittää hampaan mikrogeometrialle kompromissi, joka johtaa tyydyttävään hammaskosketukseen erilaisilla kuormituksen ja käyttöolosuhteiden kombinaatioilla. Tällöin kosketuskuvion koko ja sijainti saattaa tietyissä tilenteissa poiketa merkittävästikin siitä mitä standardimenetelmät edellyttävät.

Optimaalisen hammasgeometrian suunnitteleminen ei vielä riitä takaamaan menestystä käytännön sovelluksissa. Suunniteltu geometria on myös kyettävä toteuttamaan riittävällä tarkkuudella ja valmiit kartiopyörät on asennettava vaihteeseen oikein. Koska testaaminen täydellä kuormalla ja todellisissa käyttöolosuhteissa ei yleensä ole mahdollista kartiopyörien valmistuksen yhteydessä, käytetään hammaskosketuksen oikeellisuuden arviointiin useimmiten kuormittamatonta kosketuskuviota. HKA:n avulla voidaan määrittää valmistusta varten tavoitekosketuskuvio, jonka tiedetään kuormitetun rynnön simuloinnin perusteella käyttäytyvän halutulla tavalla kuorman alla.

Hampaan viimeistelytyöstössä toteutunut mikrogeometria poikkeaa aina jossain määrin suunnittelusta. Lisäksi tarkasti laskennallista tavoitetta vastaava kosketuskuviokaan ei takaa sitä, että myös kosketuskuvion ulkopuolella oleva osa hammaskyljestä olisi mikrogeometrialtaan nimellisgeometrian mukainen. Jos geometriapoikkeamat selvitetään mittaamalla, voidaan HKA:n kautta varmistua, että ne eivät aiheuta ongelmia kuorman alla. Samalla voidaan myös tarkentaa kosketuskuviosuosituksista kartiopyörien asennusta varten, mikäli se on tarpeen.

Varsinkin suurten vaihteiden kokoonpanossa kartiopyörien asennusmittojen muuttaminen kosketuskuvion korjaamiseksi voi olla äärimmäisen hidasta ja kallista. Kun lähtötilanne (kosketuskuvio) on tiedossa, voidaan HKA:n avulla määrittää asennusmitoille tarkat korjausarvot, jolloin tarvittavien säätökertojen määrä vähenee.

Hammaskosketuksen robustisuus kartiopyörien keskinäisen aseman poikkeamien suhteen on tärkeä tekijä taloudellisuuden kannalta. Herkästi asennuksen tai vaihdekotelon poikkeamiin reagoiva kosketuskuvio vaikeuttaa hammaskosketuksen säätöä, kasvattaen vaihteen kokoonpanon kustannuksia. Hammaskosketusanalyysin

kautta voidaan tutkia hammaskosketuksen herkkyyteen vaikuttavia parametreja ja mahdollisesti tehdä muutoksia robustisuuden parantamiseksi. Toisaalta voidaan tehdä päätelmiä vaihdekotelon valmistukselta ja kokoonpanolta edellytettävästä tarkkuustasosta. Robusti hammaskosketus sallii suurempia poikkeamia, jolloin vaatimukset vaihdekotelon valmistustoleransseille pienenevät tuoden mahdollisesti kustannussäästöjä.

Robustisuus ei liity ainoastaan kartiopyörien keskinäisen aseman poikkeamiin. Yleisesti ottaen robustisuus edustaa herkkyyttä, joilla erinäiset häiriötekijät vaikuttavat tuotteen suorituskykyyn. Optimoinnilla on usein tapana vähentää robustisuutta. Optimoinnin yleistyessä robustisuuteen on kiinnitettävä enemmän huomiota, koska varmuusmarginaalit pienenevät. [30, s.1.] HKA tarjoaa varteenotettavan työkalun tällaisten tarkastelujen tekemiseen.

Erityisesti kaarevahampaisten kartiopyörien tapauksessa tahmautumisilmiön laskennallinen analysointi on vaikeaa, koska kuormitus vaihtelee voimakkaasti korkeus- ja pituussuunnassa helpotettujen hammaskylkien eri pisteissä [31, s. 238]. HKA tuo tähän tarkasteluun lisätarkkuutta, koska se tarjoaa tiedon pintapainejakaumasta rynnön joka hetkellä. Tahmautumisilmiön ennustamisen lisäksi pintapaine-, liukunopeus- ja lämpötilajakaumat tarjoavat erinomaisen lähtökohdan esimerkiksi rynnön hyötysuhteen määrittämiselle.

Hammaspyörien aikaansaama heräte on tunnetusti yksi oleellisimmista tekijöistä hammasvaihteen aiheuttaman melun kannalta. HKA:n avulla on vaikea arvioida melun absoluuttista tasoa, koska suurin osa siitä syntyy muualla kuin itse hammaspyörissä, esimerkiksi vaihdekotelon seinämien värähtelynä. Sen sijaan HKA:n tuloksena saatavan vierintävirheen kautta voidaan tehdä johtopäätöksiä melutason suhteellisesta muutoksesta, kun esimerkiksi hampaan mikrogeometriaa, kuormitusta tai kartiopyörien keskinäistä asemaa varioidaan.

Kuten luvussa 3.2 todettiin, vaihteen tehonsiirtolinjan dynaamiikkaa on nykyisin mahdollista simuloida tarkasti monikappaledynamiikan laskentamalleilla. Niissä voidaan hyödyntää HKA:sta saatavia tuloksia kuten kuormitettu vierintävirhe ja rynnön jäykkyysvaihtelu, jolloin hammaskosketuksen vaikutus saadaan mallinnettua tarkasti. Laskennan tuloksena saatavia dynaamisia hammasvoimia voidaan edelleen käyttää HKA:ssä, jolloin voidaan arvioida tehonsiirtolinjan dynaamisten ominaisuuksien vaikutusta hammaskosketukseen.

4.3. Laskentavaiheet ja -menetelmät

4.3.1. Hammasgeometrian mallinnus

Ennen rynnön simulointia on mallinnettava hampaiden kolmiulotteinen geometria. Kaarevahampaisten kartiopyörien tapauksessa se on huomattavasti vaikeampaa kuin esimerkiksi lieriöpyörissä, joiden geometria voidaan kuvata yksinkertaisella evolventtifunktiolla: $\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha$. Teoreettiselle oktoidiprofiilille on olemassa

analyttinen ratkaisu [32, s. 666-671], mutta perinteisillä menetelmillä valmistettujen kartiopyörien geometria poikkeaa siitä niin merkittävästi, että sen käyttö HKA:ssa on vaikeaa. Tyypillisesti kylki- ja tyvipintojen mallinnus toteutetaan simuloimalla matemaattisesti hammastuksen työstöprosessia ja ratkaisemalla pinnat differentiaali geometrian työkaluilla. Vaihtoehtoinen, vähemmän käytetty tapa on mallintaa niin kutsutun *virtuaalisen tasopyörän* (vrt. lieriöpyörien valmistukseen liittyvä hammastanko) liike suhteessa työkappaleeseen.

Hammastuksen työstöprosessin simuloinnin tuloksena saadaan kuvaus yksittäisten hammastusterien liikkeistä suhteessa työkappaleeseen. Kyseisen pintaparven perusteella on määritettävä rynnön simuloinnissa tarvittavat kylki- ja tyvipinnat. Tämä voidaan toteuttaa joko soveltamalla yleistä hammaslakia (kaava 4.3.1.1) tai ratkaisemalla niin kutsuttu *verhopintaongelma* (kaava 4.3.1.2) [33, s. 2-4; 18, s. 2-4].

$$\mathbf{N}_2^{(1)} \cdot \mathbf{v}_2^{(12)} = f(u, \theta, \phi) = 0 \qquad \left(\frac{\partial \mathbf{r}_2}{\partial u} \times \frac{\partial \mathbf{r}_2}{\partial \theta} \right) \cdot \frac{\partial \mathbf{r}_2}{\partial \phi} = f(u, \theta, \phi) = 0$$

Kaava 4.3.1.1 *Hammaslakiin perutuva ratkaisu* [18, s.3]

Kaava 4.3.1.2 *Verhopintaehtoon perustuva ratkaisu* [18, s.3]

Hammaslakiin perustuva menetelmä on yleisemmin käytetty, mutta sen avulla on vaikea kuvata tarkasti hampaan tyvipintaa ja esimerkiksi tyvileikkuuta [34, s. 1; 35]. Tämä johtuu siitä, että hampaan tyvialueella ei ole mitään tekemistä yleisen hammaslain kanssa. Kaavassa 4.3.1.1 \mathbf{N}_2 edustaa teräpinnan normaalivektoria tietyssä pisteessä ja \mathbf{v} teräpinnan ja hampaan kylkipinnan suhteellista nopeusvektoria kyseisessä pisteessä. Kaavassa esitetyn ehdon toteutuminen tarkoittaa, että teräpinnan ja kylkipinnan hetkellinen suhteellinen nopeus kontaktinormaalien suunnassa on nolla. Toisin sanoen pinnat eivät mene toistensa sisään eivätkä irtoa kontaktista. Verhopintaongelmaa ratkaistaessa etsitään hammastusterien liikkeitä edustavan pintaparven muodostama verhopinta työkappaleeseen kiinnitettyssä koordinaatistossa. Matematiikassa kaavan 4.3.1.2 skalaarikolmitulo tunnetaan *verhopintaehtona*.

Joissain tapauksissa pintojen eksplisiittinen ratkaisu on vaikeaa tai jopa mahdotonta. Tällöin turvaudutaan numeerisiin ratkaisumenetelmiin, joiden tuloksena saadaan funktiomuotoisen ratkaisun sijasta pintoja kuvaavat pisteverkot. Niin kuormitetun kuin kuormittamattomankin rynnön simuloinnin kannalta on usein oleellista että pintoja voidaan käsitellä tehokkaasti differentiaali geometrian työkaluilla. Esimerkkinä mainittakoon pinnan kaarevuuden määrittäminen ja kontaktipisteiden määrittäminen ääriarvo-ongelmana. Tällöin pisteverkko on korvattava jatkohyödyntämiseen paremmin soveltuvalla pinta-approksimaatiolla. Tietyissä erityistapauksissa myös hammasgeometrian eksplisiittinen ratkaisu on mahdollinen, jolloin pinnat voidaan kuvata tavallisina funktioina. Esimerkki tällaisesta tapauksesta ovat niin kutsutut "non-generating" –työstömenetelmät, joissa toisen kartiopyörän hammastus työstetään ilman vierintäliikettä. Tällaisissakin tapauksissa käytetään yleensä pintojen kuvausta yksinkertaistavia approksimaatioita, koska eksplisiittisesti kuvattujen pintafunktioiden differentiaali geometria on hankalaa [31, s.11-15; 36; 37, s. 2-6].

Matemaattisesti yksinkertaisempi tapa hammasgeometrian mallintamiseksi on käyttää *Boolean leikkausoperaatioita*. Tällöin kartiopyörän aihio ja virtuaalisen tasopyörän hammas mallinnetaan solidikappaleina ja työstötapahtumaa simuloidaan liikuttamalla niitä suhteessa toisiinsa. Liike jaetaan pieniin askeliin, ja aihioista leikataan pois se tilavuus, jonka tasopyörän hammas kulloinkin peittää. Differentiaaligeometriaan perustuvasta menetelmästä poiketen tämä mallinnustapa ei edellytä syvällistä ymmärrystä kartiopyörien valmistusmenetelmistä tai differentiaaligeometriasta. Käytännössä mallinnus voidaan toteuttaa millä tahansa nykyaikaisella 3D CAD -ohjelmalla. Boolean operaatiot kuuluvat 3D CAD -ohjelmien perustyökaluihin ja niihin perustuva mallintaminen on yleensä myös automatisoitavissa suhteellisen helposti. Riittävän tarkka geometriamalli edellyttää kuitenkin suurta määrää leikkauksia, jolloin rajoitukseksi saattaa muodostua laskenta- ja tallennuskapasiteetin tarve [34, s. 1]. Tämän lisäksi ongelmia saattavat aiheuttaa CAD -ohjelmien pintamallinnuskyvyt. Luninin käyttämä DDS -menetelmä (Direct Digital Simulation) perustuu suurella aikaresoluutiolla toteutettaviin leikkausoperaatioihin ja sen väitetään olevan jopa nopeampi kuin differentiaaligeometriaan perustuva menetelmä [35].

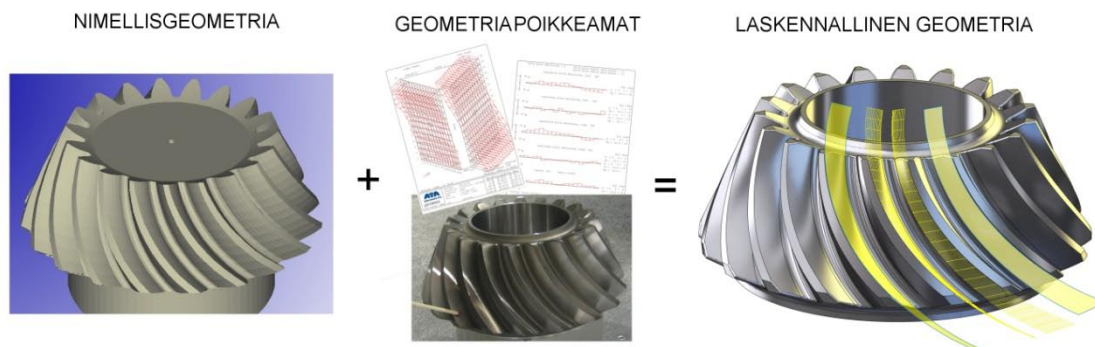
Nopeasti kehittyvä jyrsinkoneteknologia mahdollistaa jo nyt monimutkaisten hammasgeometrioiden rouhinnan ja jopa viimeistelytyöstön moniakselisilla yleisjyrsinkoneilla. Tällöin niin hampaan mikro- kuin makrogeometriakin on mahdollista määritellä huomattavasti vapaammin kuin perinteisillä työstömenetelmillä. Teoriassa erilaisia vaihtoehtoja hampaan pituus- ja korkeussuunnan muodoiksi on olemassa rajaton määrä. Mikäli yleisjyrsinkoneiden käyttö hammastuksen työstössä yleistyy, tulee se edellyttämään myös HKA -menetelmien jatkokehitystä. Hammasgeometrian mallinnuksen lisäksi sillä voi olla vaikutusta myös kuormitetun rynnön simulointimentelmiin. Tämä koskee erityisesti menetelmiä, joita on kalibroitu sillä oletuksella että laskennassa käsitellään ainoastaan perinteisiä geometriatyyppejä. Uusien geometriatyyppeiden käyttöönottoa tulee kuitenkin todennäköisesti hidastamaan varsinkin se, että standardimenetelmät perustuvat perinteisiin hammasgeometrioihin ja kokemusten kerääminen täysin uudentyyppisistä hammasgeometrioista on hidas prosessi.

Tyypillisesti rynnön simuloinnissa käsitellään vain niin montaa hammasta, kuin voi olla yhtä aikaa rynnössä. Kaarevahampaisten kartiohammaspyörien tapauksessa 5 hammasparia voidaan katsoa olevan riittävä määrä kattamaan kaikki tyypilliset hammasgeometriat. Yleensä geometriamallit käsittävät 3-5 hammasta pyörää kohden.

Kartiopyöräparin laadun arvioinnissa ollaan ensisijaisesti kiinnostuneita siitä, miten hyvin hammaspyörät toimivat parina. Esimerkiksi yksittäisen kartiopyörän hammaskyljen muodon poikkeamien absoluuttinen suuruus ei välttämättä ole kovinkaan oleellista, koska rynnössä olevien pyörien poikkeamat saattavat kompensoida toisiaan. HKA:n luotettavuuden kannalta tilanne on toisenlainen. Oleellista on nimenomaan tarkkuus, jolla yksittäisen kartiopyörän geometria kyetään kuvaamaan.

Rynnön simuloinnissa käytettävää hammasgeometriaa kutsutaan tästä eteenpäin *laskennalliseksi hammasgeometriaksi*. Se määritellään nimellisgeometrian ja mitattujen

geometriapoikkeamien summana (kuva 4.3.1.1). Valmistusprosessin epätarkkuuksista johtuen todellinen hammasgeometria sisältää aina poikkeamia. Niiden suuruus voidaan määrittää joko kartiopyörien mittaukseen tarkoitettulla erikoismittakoneella tai vaihtoehtoisesti yleiskoordinaattimittakoneella, jossa on kartiopyörien mittaukseen tarkoitettu erikoisohjelmisto. Se miten tarkasti laskennallisella geometrialla voidaan kuvata todellisuutta riippuu mittausmenetelmän epätarkkuuden lisäksi usein myös rynnön simulointimenetelmän asettamista rajoituksista, joita käsitellään tuonnempana.



Kuva 4.3.1.1 Laskennallisen hammasgeometrian määritelmä

Varsinaisen hammastuksen työstöön liittyvien epätarkkuuksien lisäksi geometriapoikkeamien suuruuteen vaikuttaa myös se, miten tarkasti kartiopyörän paikoituspintojen (akselimaisen kappaleen laakerikaulat tai kuvassa 4.3.1.1 olevan kartiopyörän keskireikä) oikea asema suhteessa hammastukseen kyetään varmistamaan. Niin hammasgeometrian mittauksessa kuin lopullisessa käyttökohteessaankin kartiopyörän asema määräytyy näiden pintojen mukaan, joten niiden merkitys hammasgeometrian poikkeamien kannalta on vähintään yhtä oleellinen kuin itse hammastuksen valmistustarkkuudella. Geometriapoikkeamia saattaa aiheuttaa myös kartiopyörän ja akselin välinen ahdistusliitos, mikäli se suoritetaan hammastuksen viimeistelytyöstön jälkeen.

Joskus on tarkoituksenmukaista, että hammastuksen viimeistelytyöstön aikana toteutettavat mikrogeometrian korjaukset (luku 2) luetaan mukaan geometriapoikkeamiin. Toisaalta ne voidaan sisällyttää myös nimellisgeometriaan. Valmistusprosessista riippuu kumpi tapa on käytännöllisempi toteuttaa. Perinteisesti korjaukset on lyöty lukkoon vasta työstön yhteydessä kartiopyöräparin hammaskosketusta säädettäessä. Tällöin niiden sisällyttäminen nimellisgeometriaan edellyttäisi kulloinkin käytettyjen koneasetusten tarkkaa dokumentointia ja nimellisgeometrian uudelleen laskemista kyseisiä arvoja käyttäen. Toisaalta nykyaikaiset valmistusmenetelmät ja hammaskosketusanalyysi ovat mahdollistaneet korjausten määrittämisen jo suunnitteluvaiheessa, jolloin ne voidaan sisällyttää nimellisgeometriaan. Tällöin saattaa olla mahdollista säästyä mittaukselta, olettaen että valmistusprosessin epätarkkuudet ja toistettavuus ovat riittävän hyvin hallinnassa.

Kartiopyörien laatu- ja mittausstandardien mukaan geometriapoikkeamat koostuvat muoto-, jako- ja pyörintäpoikkeamista. Muotopoikkeamat edustavat hammaskyljen yksittäisten pisteiden sijaintipoikkeamia suhteessa nimellisgeometriaan pinnan

normaalisuunnassa. Jakopoikkeamat (f_p) kuvaavat nimensä mukaisesti vaihtelua peräkkäisten hampaiden keskinäisessä sijainnissa pyörän kehällä. Pyörintäpoikkeamat (F_r) edustavat hampaiden sijaintipoikkeamaa (heittoa) jakokartion normaalisuunnassa. Mittaussuureiden tarkat määritelmät löytyvät esimerkiksi standardista SFS 3996 [38], lukuun ottamatta muotopoikkeamia joiden osalta standardisointi on vielä keskeneräistä.

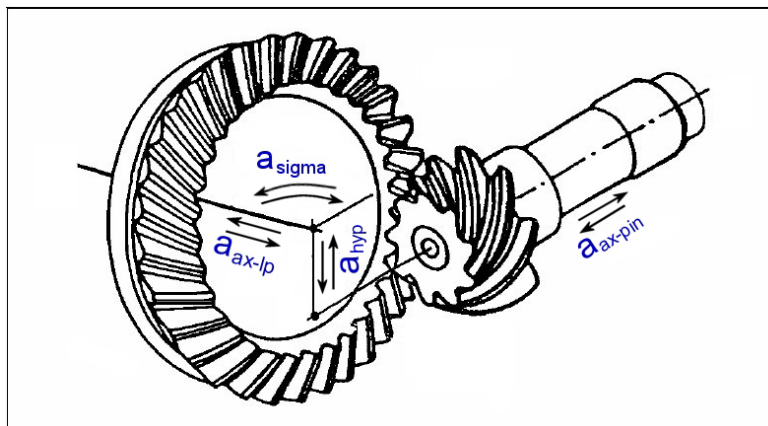
Muotopoikkeamien mittaaminen perustuu yleensä mittauspisteverkkoon, joka kattaa koko hammaskyljen. Pisteiden koordinaattien lisäksi mittauksessa tarvitaan yleensä tieto pinnan normaalivektoreista kunkin pisteen kohdalla.

Geometriamallien sisältämien hampaiden lukumäärän voidaan katsoa rajoittavan tarkkuutta, jolla geometriapoikkeamat voidaan huomioida rynnön simuloinnissa. Normaalitytapauksessa vaihteen pyöriessä keskenään kosketuksessa olevat hampaat vaihtuvat joka kierroksella. Näin ollen kulloinkin rynnössä vaikuttavien geometriapoikkeamakombinaatioiden määrä on yhtä suuri kuin pinionin ja lautaspyörän hammaslukujen tulo. Kaikkien eri kombinaatioiden huomiointi rynnön simuloinnissa edellyttäisi täysihampaisia geometriamalleja ja poikkeamien määrittämistä hammaskohtaisesti. Samalla rynnön simuloinnista tulee huomattavasti monimutkaisempaa. HKA -menetelmissä tehdäänkin yleensä oletus, että muotopoikkeamat ovat identtiset joka hampaassa. Tällöin käyttäjän on tiedostettava että geometriapoikkeamien hammaskohtainen vaihtelu saattaa heikentää analyysin kykyä kuvata todellisuutta, mikäli vaihtelu on suurta. Toisaalta tapauksissa, joihin HKA:a sovelletaan, käytetään yleensä hammastuksen viimeistelytyöstömenetelmiä, jossa geometriapoikkeamien hammaskohtainen vaihtelu on vähäistä.

Jakopoikkeamat voidaan yleensä huomioida hammaskohtaisesti, mutta luonnollisesti vain niin monen hampaan osalta kuin on mukana geometriamallissa. Mikäli HKA:n tavoitteena on selvittää hampaissa esiintyvät maksimijännitykset, voidaan mitatuista jakopoikkeamista valita jännitysten suhteen huonointa tilannetta edustavat arvot (luku 5.2.2). Pyörintäpoikkeamia ei tyypillisesti huomioida lainkaan.

4.3.2. Kartiopyöräiden keskinäisten siirtymien määrittäminen

Kartiopyöräparin keskinäisen sijainnin ja asennon muutos voidaan määrittellä yksikäsitteisesti neljällä lukuarvolla (kuva 4.3.2.1). Näitä arvoja kutsutaan tästä eteenpäin *asemapoikkeama-arvoiksi*.



Kuva 4.3.2.1 Kartiopyörrien keskinäisen aseman määrittelevät poikkeamat (muokattu kuva lähteestä [31])

Pinionin ja lautaspyörän akselin suuntaisia poikkeamia kutsutaan tässä työssä *aksiaalipoikkeamiksi* ja niitä merkitään a_{ax-pin} ja a_{ax-lp} . Akseleiden muodostamaa tasoa vastaan kohtisuoraan tapahtuvaa siirtymää kutsutaan *hypoidipoikkeamaksi* ja sitä merkitään a_{hyp} . *Akselikulmapoikkeamaa* merkitään a_{sigma} .

Kuormitetussa vaihteessa kartiopyörrien keskinäinen asema poikkeaa aina lähtöasemastaan. Tämä johtuu akselistossa tapahtuvista muodonmuutoksista ja siirtymistä. Oleellisia tekijöitä ovat

- akseleiden muodonmuutokset
- laakereiden muodonmuutokset
- vaihdekotelon muodonmuutokset
- laakerivällykset
- komponenttien lämpölaajeneminen

Jotta rynnön simulointi kuvaisi mahdollisimman hyvin todellisuutta, on kartiopyörät asetettava oikeaan asemaan toistensa suhteen ennen rynnön simulointia. Tämä edellyttää että asemapoikkeama-arvot selvitetään joko mittaamalla tai laskennallisesti. Mittaus ei monesti tule kysymykseen kustannus- ja aikataulusyistä.

Akseleiden muodonmuutosten laskennallinen tarkastelu perustuu useimmiten lineaarisen palkkiteorian mukaisen *kimmoviivan differentiaaliyhtälön* ratkaisemiseen. Se voidaan toteuttaa esimerkiksi käyttämällä taulukoituja kaavoja, kaksoisintegrointia tai yksiulotteista elementtimenetelmää (palkkielementtejä). Kimmoviivan ratkaisemiseen perustuvia kaupallisia laskentaohjelmia on saatavilla runsaasti. Useimmiten akselin muodonmuutoksista huomioidaan vain oleellisin osa, eli taipuminen (Euler-Bernoullin palkkiteoria). Joskus mukaan otetaan myös leikkausjännitysten aiheuttaman liukuman vaikutus taipumaan (Timoshenkon palkkiteoria) sekä akselin venyminen/kokoonpuristuminen aksiaalisuuntaisen kuorman seurauksena.

Kimmoviivan ratkaisemisessa perusajatuksena on määrittää akselin säteissuuntaiset siirtymät perustuen annettuun akseligeometriaan, ulkoisiin kuormituksiin ja tukitietoihin

(laakerointi). Laskenta tapahtuu yhdessä tasossa kerrallaan, joten yhtä akselia kohden tehdään kaksi laskelmaa toisiinsa nähden kohtisuorassa olevissa tasoissa. Laskentamenetelmien merkittävimmät erot liittyvät tapaan, jolla laakereiden jäykkyyttä käsitellään. Laakerit mallinetaan aina pistemäisinä tukina, jolloin laakerin todelliset reaktiot on muunnettava yhteen pisteeseen vaikuttaviksi voima- ja momenttiresultanteiksi. Laakerin reaktio voidaan ajatella monimutkaisena pintapainejakauma esimerkiksi laakerin sisäkehän ja akselin välisessä kontaktipinnassa. Teoriassa mikä hyvänsä pintapainejakauma on mahdollista muuntaa sellaisiksi voima- ja momenttiresultanteiksi, joiden ulkoinen vaikutus on täsmälleen sama kuin kyseisellä pintapainejakaumalla (*dynamis* käsite). Palkkiteorian avulla voidaan sen suhteellisesta yksinkertaisuudestaan huolimatta saavuttaa tarkkoja tuloksia, mikäli laskentamenetelmä kykenee määrittämään edellä mainitut resultantit tarkasti. Laakerivalmistajat ovat kehittäneet pitkällisen tutkimustyön tuloksena laskentatavat, joiden avulla laakereiden epälineaarinen jäykkyys voidaan mallintaa ilman suurta laskentatehoa edellyttäviä numeerisia laskentamalleja.

Kartiopyöriä ympäröivän vaihdekonstruktion muodonmuutosten ja siirtymien laskentaa kutsutaan tästä eteenpäin lyhyesti *akselilaskennaksi*. Nimi on kuvaava, koska yleensä keskeisessä asemassa on laskentaohjelma, jossa koko vaihdekonstruktion ominaisuudet kuvataan akseliston näkökulmasta.

Yksinkertaisimmissa akselilaskentamenetelmissä rajoitutaan isostaattisesti tuettuihin systeemeihin ja laakerit mallinetaan säteissuunnassa jäykkinä niveltukina (rotaatiojäykkyys = 0). Hammaskosketusanalyysin näkökulmasta tällaiset menetelmät kykenevät kuvaamaan todellisuutta vain rajoitetusti, koska niissä jätetään huomioitta useita systeemin siirtymiin vaikuttavia tekijöitä. Tällaiset menetelmät ovat suhteellisen helposti sovellettavissa esimerkiksi taulukkolaskentaohjelmassa mutta tarkkuutensa suhteen ne soveltuvat lähinnä laakerikuormien karkeaan määrittämiseen yksinkertaisissa tapauksissa.

Askel kehittyneempään suuntaan ovat menetelmät, joissa laakereille voidaan antaa vakiosuuruinen jäykkyys. Todellisuutta kuvaavien jäykkyysarvojen määrittäminen voi olla vaikeaa, koska laakerijäykkyys on luonteeltaan epälineaarinen. Yksi jäykkyysarvo pätee vain tietyllä kuormalla. Yhtä laakeria kohden on yleensä määritettävissä useita jäykkyysarvoja, jotka kuvaavat jäykkyyttä eri suunnissa. Käyttäjän on tällöin kyettävä määrittämään millaiset jäykkyysarvot kuvaavat parhaiten tiettyä laakerityyppiä. Esimerkiksi kartiorullalaakerin tapauksessa laakerilla on sekä säteis-, aksiaali-, että rotaatiojäykkyys. Vakiosuuruisiin jäykkyysarvoihin perustuvaa laakerijäykkyyden mallinnustapaa käytetään usein akseliston dynamiikan mallinnuksessa, koska laskentamallit pysyvät lineaarisina ja laskenta-ajat siten kohtuullisina.

Tarkimmissa menetelmissä huomioidaan laakerin epälineaarinen jäykkyys, joka johtaa iteratiiviseen laskentaan. Tällaisia laskenta-algoritmeja käytetään muun muassa laakerivalmistajien omissa laskentaohjelmissa sekä muutamissa koneensuunnitteluun suuntautuneissa yleislaskentaohjelmistoissa. Epälineaarinen laakerijäykkyys mallinetaan yleensä tavalla, jonka pääperiaatteet on kuvattu standardissa DIN ISO 281

Beiblatt 4 [40]. Laakeri kuvataan 5-vapausateisena tukena (2 säteissuuntaa, 2 rotaatiosuuntaa ja 1 aksiaalisuunta) jonka epälineaarisen jäykkyys lasketaan erikseen kaikissa suunnissa, lähtien liikkeelle yksittäisen vierintäelimen muodonmuutoksista. Laskentaohjelmissa voidaan yleensä ottaa huomioon myös laakereiden välitys ja esijännitys sekä vaihdekotelon muodonmuutokset. Kotelon muodonmuutokset mallinnetaan laakerin ulkokehän siirtyminä ja kääntyminä, jotka määritetään kotelon FE-analyysin kautta. Joissain menetelmissä kotelon muodonmuutoksia voidaan kuvata redusoidun jäykkyysmatriisin muodossa [39], jolloin kotelon FE-mallia ei tarvitse ratkaista uudelleen systeemin kuormituksen muuttuessa.

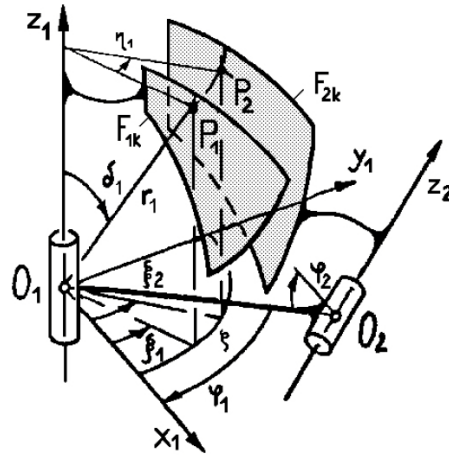
Akselilaskennan tuloksista johdetaan rynnön simuloinnissa tarvittavat asemapoikkeama-arvot. On huomattava, että vaihdekonstruktion muodonmuutokset ja siirtymät kuvaavat vain sitä, kuinka paljon kartiopyörien keskinäinen asema **muuttuu**, kun vaihdetta kuormitetaan. Tämän lisäksi lopputilanteeseen vaikuttavat vaihdekotelon valmistukseen ja vaihteen kokoonpanoon liittyvät epätarkkuudet sekä lämpötilaerojen vaikutus. Asemapoikkeama-arvojen määrittämiseen tarvitaan akseleiden taipumat, kääntymät ja aksiaalisiirtymät hammastusten kohdalla. Lisäksi tarvitaan muutama perustieto hammasgeometriasta, jotta siirtymäarvot voidaan redusoida jakokartioiden kärkipisteisiin kuvan 4.3.2.1 mukaisesti. Asemapoikkeama-arvojen laskenta näiden tietojen perusteella on käyty tarkemmin läpi luvussa 8.2.2.

Periaatteessa on mahdollista että kartiopyörien keskinäinen asema muuttuu rynnön aikana, vaikka kuorma pysyisi vakiona. Tällainen tilanne seuraa esimerkiksi silloin kun kartiopyörän kiinnityspinta on heitolla suhteessa laakeripintoihin tai jos kutistusovitteella akselilleen asennettava kartiopyörä asettuu akselin keskiliinjaan nähden vinoon asentoon. Tällaisia asioita ei yleensä oteta huomioon HKA:ssa, koska ne tekisivät rynnön simuloinnista huomattavasti monimutkaisempaa, eivätkä ne edusta normaalia käyttötilannetta.

4.3.3. Kuormittamattoman rynnön simulointi

Kaarevahampaisten kartiohammaspyörien kuormittamattoman rynnön simulointi on matemaattisesti monimutkainen kolmiulotteisen kinematiikan ongelma, joka käytännössä edellyttää iteratiivista laskentaa [33, s.4; 31, s.22]. Kuormitetun rynnön simulointiin verrattuna tehtävä on kuitenkin suhteellisen yksikäsitteinen, koska periaatteessa olemassa on vain yksi oikea ratkaisu. Laskenta perustuu kahden pinnan välisen yhteisen tangenttitason etsintään olettaen, että pintojen liikkeet on sidottu kartiopyörien keskiakselien rotaatioihin (kuva 4.3.3.1). Toisen kyljen ajatellaan pysyvän paikallaan ja toisen kyljen asemasta tehdään alkuarvaus siten, että pinnat eivät risteä. Tässä vaiheessa voidaan ottaa huomioon myös kartiopyörien keskinäisen aseman muutos kuorman alla, mikäli se tunnetaan. Pintojen välisistä etäisyyksistä (paikallinen ease-off) muodostetaan matemaattinen kuvaus. Tämän perusteella etsitään pintojen minimietäisyys ja sitä vastaava toisen pinnan kiertoliike, joka tuo pinnat kontaktiin. Ongelman ratkaisu matemaattisena ääriarvotehtävänä edellyttää kylkipintojen

määrittelyä vektorifunktioina. Paikallaan pysyvän pinnan asemaa (keskiakselin kiertokulmaa) muuttamalla käsitellään rynnön kaikki eri vaiheet. Yhden kylkipintaparin käsittely ei riitä, koska yleensä kontakti siirtyy viereiselle hampaalle ennen kuin se saavuttaa kylkipinnan reunan. Kussakin rynnön vaiheessa kontaktipiste määriytyy sille kylkipintaparille, joiden etäisyys on pienin.



Kuva 4.3.3.1 Rynnön simuloinnissa käsiteltävä kylkipintapari (F_{1k} ja F_{2k}) [31, s.21]

Kartiopyörien kuormittamattoman rynnön simulointiin on nykyisin saatavilla useita kaupallisia ohjelmistoja [34; 19; 37]. Lisäksi on olemassa erinäisiä tutkimuskäyttöön kehitettyjä menetelmiä jotka eivät ole kaupallisesti saatavilla. Valtaosa menetelmistä perustuu edellä käsitellyyn matemaattiseen lähestymistapaan. Poikkeuksen muodostavat tapaukset, joissa sekä kuormitettua että kuormittamatonta tilannetta tarkastellaan samalla menetelmällä (esim. [37]). Tällöin erona on ainoastaan laskennassa käytetty kuorma.

Simulointimenetelmä asettaa usein rajoituksia sille, miten monimutkainen hampaan kylkipinnan kuvaus voi olla. Hetkellisten kontaktipisteiden löytäminen vektori- ja differentiaalimatematiikan keinoin vaikeutuu nimittäin huomattavasti, jos kontakti voi esiintyä samanaikaisesti useassa pisteessä tai vaihtaa äkillisesti paikkaa.

Simuloinnin tuloksena saadaan tieto kontaktissa olevista hammaskylkien pisteistä rynnön kussakin vaiheessa. Tämän tiedon perusteella johdetaan muut tulokset, kuten luvussa 4.1 mainitut ease-off -pintakuvaaja, kuormittamattoman kosketuskuvio ja vierintävirhe. Jotta laskennallista kosketuskuviota voidaan verrata todellisuuteen, on sen graafisessa esityksessä huomioitava hammaskyljelle kuvitellun kosketusvärikerroksen paksuus. Tällöin hetkellinen kontakti kuvataan pisteen sijasta käyränä (tai suorana) jonka pituus ja suunta riippuu kylkipintojen etäisyyksistä (kaarevuuksista) teoreettisen kontaktipisteen ympäristössä. Kontaktipisteiden reittiä pitkin hammaskylkeä käytetään usein lähtökohtana kuormitetun rynnön simuloinnille, jota käsitellään seuraavassa luvussa.

4.3.4. Kuormitetun rynnön simulointi

Kuormitetun rynnön simuloinnin ”perusongelmana” on ratkaista kuormituksen jakautuminen tietyllä hetkellä yhtäaikaan rynnössä olevien hampaiden kesken. Sen lisäksi on määritettävä miten tiettyyn hampaaseen kohdistuva kuormitus jakautuu hammaskyljelle ja minkälaisia jännityksiä/muodonmuutoksia siitä seuraa. Kuorman jakautumisen voidaan katsoa riippuvan kahdesta tekijästä:

1. Hampaissa esiintyvät muodonmuutokset
2. Kylkipintojen väliset etäisyydet (”ease-off”)

Jälkimmäiseen vaikuttavat hampaan nimellinen mikrogeometria (helpotukset), hammasgeometriassa esiintyvät poikkeamat sekä kartiopyörien keskinäinen asema kuorman alla. Näiden asioiden yhteisvaikutusta kuvaa ease-off. Tässä luvussa keskitytään hampaissa esiintyvien muodonmuutosten mallintamiseen. Ne voidaan edelleen jakaa viiteen osaan:

1. Hammaskontaktissa tapahtuva painuma (epälineaarinen)
2. Hampaan sisäisestä venymästä johtuva taipuma
3. Hampaan sisäisestä liukumasta johtuva taipuma
4. Hampaan korkeus- ja poikittaissuuntainen kokoonpuristuminen (lineaarinen)
5. Hampaan perustan muodonmuutokset

Kuormitetun rynnön simulointi on laskennallisesti vaativa tehtävä, koska edellä mainitut tekijät ovat kuorman jakautumisen kautta yhteydessä toisiinsa. Hammaskontakteista johtuen mukana on epälineaarisuutta, joka johtaa iteratiiviseen laskentaan. Kontaktien mallinnus edellyttää tarkkoja geometriamalleja, koska muodonmuutokset ovat dimensioltaan pieniä ja kontaktin käyttäytyminen on herkkä epätarkkuuksille.

Kuormitetun rynnön simuloinnissa on käytetty elementtimenetelmän lisäksi erilaisia numeeristen ja analyttisten menetelmien yhdistelmiä. Näitä tapauksia kutsutaan tästä eteenpäin semianalyttisiksi menetelmiksi. Puhtaasti numeeriseen menetelmään perustuva simulaatio on melko harvinaista. Sen sijaan on yleistä, että numeerisella menetelmällä käsitellään vain tiettyä osatekijää, kuten hampaan taipumista. Semi-analyttisillä menetelmillä tavoitellaan parempaa käytettävyyttä soveltamalla rynnössä esiintyviin yksittäisiin ilmiöihin erikoistuneita lujuusopillisia teorioita. Tällaisten menetelmien eräs haittapuoli on se, että simuloinnin toimintaperiaatteista tulee vaikeaselkoisempia, jolloin laskennan luotettavuuden arvioiminen vaikeutuu. Lisäksi semianalyttiset menetelmät tarvitsevat yleensä lähtötiedoikseen tulokset kuormittamattoman rynnön simuloinnista, jonka suorittaminen on siten edellytyksenä kuormitetun tilanteen tarkastelulle.

Tiheäverkkoisella epälineaarisella elementtimallilla on periaatteessa mahdollista saavuttaa tarkkoja tuloksia, mutta mallien raskaus rajoittaa niiden hyödyntämistä käytännön suunnittelutyössä. Usein toistuvassa suunnitteluprosessissa mallin esi- ja jälkikäsitteily on käytännössä tapahduttava automaattisesti. Jo tarkoitukseen soveltuvan

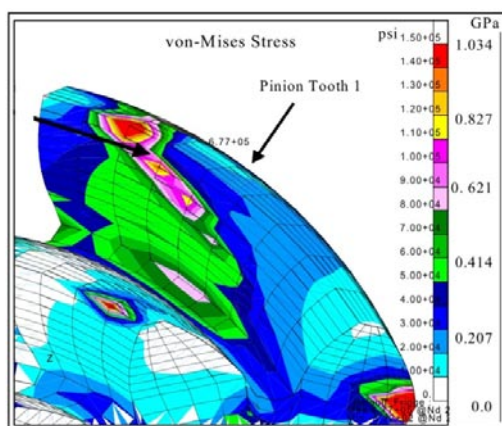
elementtiverkon luominen on haastava tehtävä, koska verkon rakennetta ja tiheyttä on voitava kontrolloida tarkasti varsinkin hammaskontaktien läheisyydessä ja tyvipyyrityksessä. Kaupallisten FEM-ohjelmistojen automaattiset verkotustyökalut eivät yleensä sovellu tähän tehtävään [21, s. 582]. Erinäisten tutkimusten yhteydessä on kehitetty parametrisiä elementtimalleja, joissa niin elementtiverkko kuin reunaehdotkin generoituvat automaattisesti käyttäjän syöttämien hammasgeometrian parametrien perusteella [13; 41; 21; 42]. Valmis elementtimalli siirretään FEM -ohjelmaan ainoastaan ratkaisemista varten. Myös jälkikäsitteily toteutetaan yleensä erillään varsinaisesta FEM -ratkaisijasta. Tällaisia toiminnallisuuksia löytyy myös joistakin kaupallisista HKA -ohjelmistoista [19]. Riittävän tarkka elementtimalli johtaa väistämättä suuridimensioiseen jäykkyysmatriisiin, koska elementtiverkon on oltava tiheä niin hampaan kyljellä kuin tyvellä. Hammaskyljellä tarvitaan tiheää verkkoa, koska voimakkaasti epälineaarinen hammaskontakti on herkkä poikkeamille ja sillä on kuorman jakautumisen kautta vaikutusta koko mallin tarkkuuteen. Elementtiverkon on oltava tiheä myös hampaan tyvellä, koska tyvijännitykset ovat useimmiten yksi tärkeimmistä HKA:n tuloksista. Niiden luotettavuus riippuu voimakkaasti tyvigeometrian kuvauksen tarkkuudesta. Toisaalta joissain tapauksissa tyvialueen verkon tiheydestä voidaan tinkiä, mikäli analyysin käyttötarkoitus sen sallii. Esimerkiksi jos ainoastaan vierintävirhe tai rynnön jäykkyys ovat oleellisia, ei tyvipinnan elementtimäärällä todennäköisesti ole suurta merkitystä. Puhtaasti FEM:iin perustuvasta rynnön simuloinista tekee raskaan ennen kaikkea se, että suuridimensioinen jäykkyysmatriisi on muotoiltava ja käännettävä uudelleen simuloinnin jokaisessa laskenta-askeleessa.

Puhtaasti FEM:n perustuvan simulaation eduksi voidaan katsoa muun muassa se, että välttyään matemaattisesti monimutkaiselta kuormittamattoman rynnön simuloinnilta. Riittää että hampaiden kolmiulotteiset geometriamallit ovat käytettävissä. Lisäksi hammasgeometrian muoto poikkeamat on mahdollista kuvata vapaammin, sillä hampaan kylkipintojen matemaattinen käsittely ei ole tarpeen. Elementtimalleista saadaan ulos sellaisiakin tuloksia, joita semianalyttiset menetelmät eivät aina tarjoa, kuten moniakselinen jännitystila (jännitystensori) koko hampaassa. Usein rynnön simuloinnin toimintaperiaatteet on myös helpompi ymmärtää kuin semianalyttisissä menetelmissä, joissa yhdistellään mitä erilaisempia lujuusopin teorioita ja laskentamenetelmiä. Etuna voidaan pitää myös sitä, että elementtimalleihin on helppo sisällyttää kartiopyörän runko-osan muodonmuutosten vaikutus. Joissain tapauksissa niillä on todettu olevan merkittävä vaikutus hammaspyörän kokonaisrotaatiojäykkyyteen [43, s. 57].

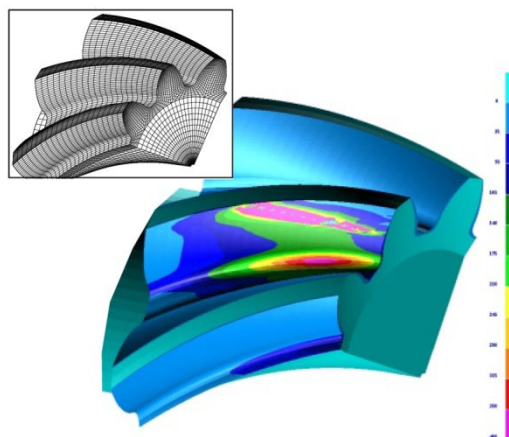
Hands Schuh ja Bibel [20] suorittivat kaarevahampaisten kartiopyörien rynnön simuloinnin epälineaarilla elementtimenetelmällä. Tässä tutkimuksessa saatuja laskennallisia tuloksia vertailtiin myöhemmin todellisiin testituloksiin tyvijännitysten osalta [44]. Esimerkkitapauksena käytettiin helikopterivaihteen kartiopyöräparia, jota kuormitettiin testipenkissä. Jännitykset mitattiin venymäliuskoilla. Laskennallisten tulosten tarkkuus suhteessa mittaustuloksiin ei ollut kovin vakuuttava, mutta toisaalta

tutkimuksessa käytetty elementtimalli oli resoluutioltaan melko vaatimaton (kuva 4.3.4.1). Lisäksi mittauksiin liittyvät rajoitukset sekä tulosten käsittelyssä tehdyt oletukset todennäköisesti heikensivät kokeellisten ja laskennallisten tulosten vertailukelpoisuutta.

Hünecke [12] käytti huomattavasti tarkempia elementtimalleja vertaillessaan Becal ohjelmalla ratkaistuja tyvijännityksiä elementtimenetelmällä saatuihin arvoihin (kuva 4.3.4.2). Becal ja kyseisen vertailun tulokset esitellään tarkemmin luvussa 5.

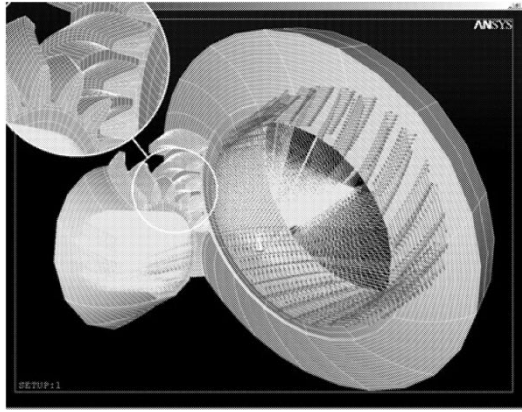


Kuva 4.3.4.1 Esimerkki FE -mallin tuloksista [44]

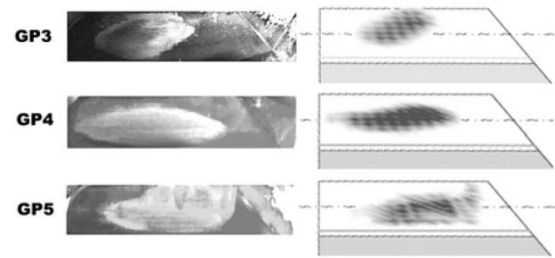


Kuva 4.3.4.2 Esimerkki FE -mallin tuloksista [12]

Myös Szanti et al. [42] toteuttivat kuormitetun rynnön simuloinnin epälineaarilla elementtimenetelmällä. Tutkimuksessa tarkasteltiin hampaan mikrogeometrian vaikutusta meluun raskaaseen ajoneuvokäyttöön tarkoitetussa perävälityksessä. Perävälitystä testattiin koepenissä, jossa taltioitiin rynnön vierintävirhe ja todelliset kosketuskuviot kuorman alla. Elementtimallin ratkaisemiseen käytettiin kaupallista ohjelmistoa (kuva 4.3.4.3), mutta mallin esi- ja jälkikäsittely toteutettiin tukimusta varten kehitetyillä automaattisilla laskentatyökaluilla. Kartiopyörien mitattujen geometriapoikkeamien lisäksi elementtimallissa huomioitiin kartiopyörien keskinäiset siirtymät kuorman alla. Ne määritettiin laskennallisesti vaihdekotelon FEM-analyysin ja palkkiteoriaan perustuvan akselilaskentamallin kautta. Kuormitettujen kosketuskuvioiden osalta laskennallisten tulosten todettiin vastaavan melko hyvin todellisuutta (kuva 4.3.4.4).

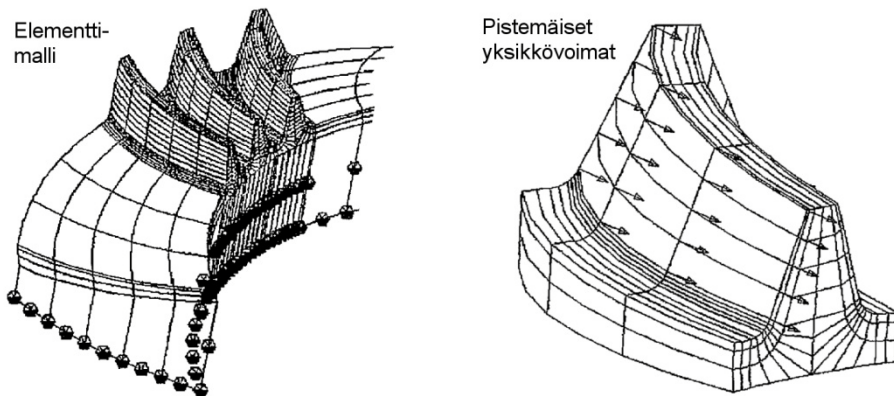


Kuva 4.3.4.3 FE –malli [42]



Kuva 4.3.4.4 Laskennallisten ja todellisten kosketuskuvioiden vertailu [42]

Laskentakapasiteetin tarvetta voidaan vähentää merkittävästi, jos hammaskontaktien käyttäytymistä ja tyvijännityksiä voidaan käsitellä yksinkertaisemmilla laskenta-algoritmeilla. Wilcox et al. [13] yhdistivät elementtimenetelmän niin kutsuttuun *flexibility matrix* –menetelmään. Siinä hampaita kuvaavaa elementtimallia kuormitetaan ensin pistemäisillä yksikkökuormilla, jotka sijoitetaan hammaskyljellä oleviin solmukohtiin (kuva 4.3.4.5). Jokaisen pistekuorman yksinään aiheuttama siirtymäkenttä ratkaistaan erikseen. Näin pyritään ”karakterisoimaan” hampaiden joustavuutta.



Kuva 4.3.4.5 Elementtimalli ja hammaskyljelle kohdistettavat yksikkökuormat [13]

Menetelmä edellyttää että kuormittamattoman rynnön simuloinnin kautta määritetään hetkelliset *kandidaattipisteet*. Ne ovat pisteitä, jotka mahdollisesti tulevat kontaktiin riippuen kuormituksen suuruudesta ja sen jakautumisesta. Kandidaattipisteiden katsotaan sijaitsevan teoreettisen hammasgeometrian (konjugaatti) hetkellisellä kosketuskäyrällä. Pistekuormien siirtymäratkaisujen perusteella määritetään niin sanottu *joustavuusmatriisi*, joka kuvaa hampaan joustoa kuormituksen kohdistuessa kandidaattipisteisiin. Hammaskontaktissa tapahtuva painuminen sekä hampaassa tapahtuva liukuminen otetaan huomioon niin kutsutulla Weberin kontaktimallilla. Siinä kontaktia käsitellään Hertzin sylinterikontaktina käyttäen kandidaattipisteissä laskettuja hammaskylkien kaarevuussäteitä. Painuman ja liukuman vaikutus lisätään joustavuusmatriisin diagonaalialkioihin. Kuorman jakautuminen

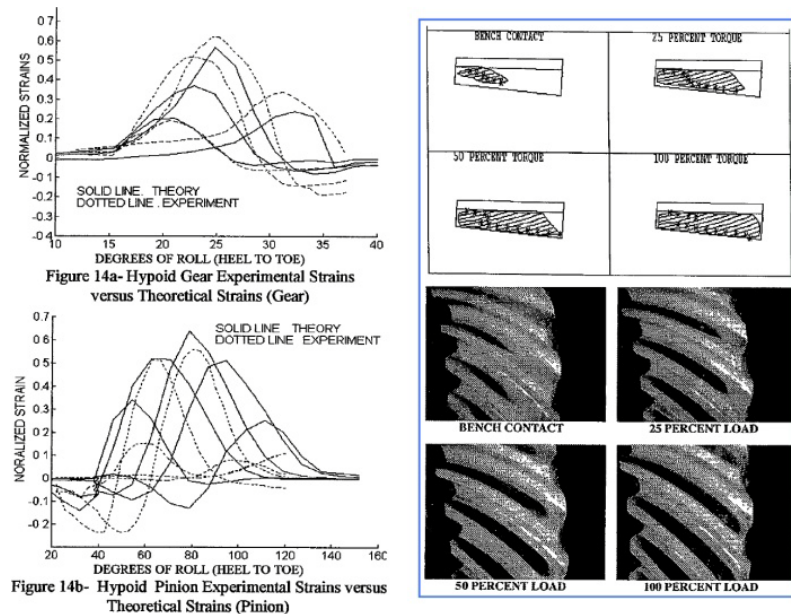
saadaan lopulta selville ratkaisemalla samanaikaisesta kuvassa 4.3.4.6 esitetyt kaksi yhtälöä.

$$\begin{aligned} (1) \quad [\mathbf{C}_g - \mathbf{C}_p] \{\mathbf{p}\} &= \{\mathbf{d}\} \\ (2) \quad \Sigma[\mathbf{p} \times \mathbf{r}] &= \mathbf{T} \end{aligned}$$

$[\mathbf{C}_g - \mathbf{C}_p]$ = Joustavuusmatriisi (pinioni ja lautaspyörä)
 $\{\mathbf{p}\}$ = Kuormitusvektori
 $\{\mathbf{d}\}$ = Kontaktipisteiden välinen etäisyysvektori
 \mathbf{r} = Kuormitusten vaikutuspisteiden paikkavektori
 \mathbf{T} = Kokonaisvääntömomentti

Kuva 4.3.4.6 Flexibility matrix menetelmän perusyhtälöt [13]

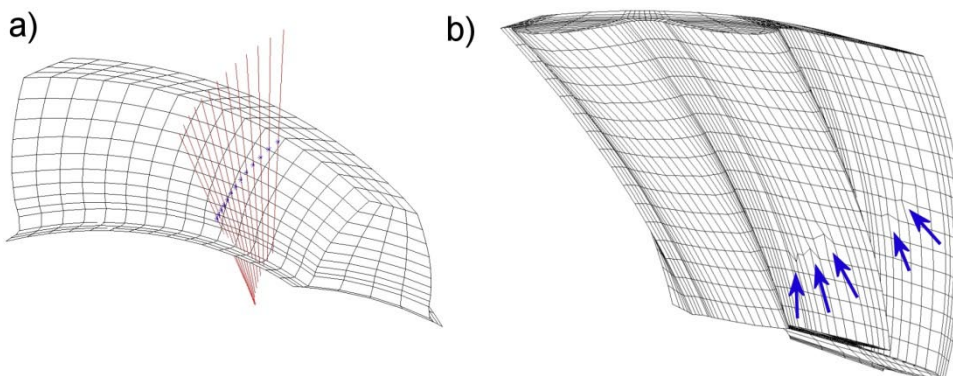
Menetelmän suurin etu puhtaasti FEM:n pohjautuvaan mentelmään on se, että lineaarisena säilyvä elementtimalli on laskennallisesti kevyempi käsitellä. Eräs haittapuoli on se, että pistekuormien läheisyydessä elementtimallin jännityskenttä vääristyy. Näin ollen tyvijännitysten luotettavuus on epävarmaa niissä kohdissa, joissa hammaskontakti esiintyy lähellä tyveä. Menetelmän tuloksia verrattiin todellisiin kosketuskuvioihin ja mitattuihin tyvijännityksiin hyvällä menestyksellä (kuva 4.3.4.7) Tyvijännitysten mittausta toteutettiin venymäliuskoilla. Laskentamallissa huomioitiin kartiopyörien mitatut geometriapoikkeamat sekä keskinäisen aseman muutos kuormituksen seurauksena. Flexibility matrix -menetelmää hyödynnetään kaupallisessa Gleason GACE –ohjelmistossa [19].



Kuva 4.3.4.7 Laskennallisten venymien ja kosketuskuvioiden vertailu mittauksiin [13]

Gorla et al. [41] ottivat hammaskontaktin käyttäytymisen huomioon modifioimalla elementtiverkkoa kandidaattipisteiden kohdalta. Menetelmässä kandidaattipisteiden katsotaan sijaitsevan hetkelliseen kontaktipisteeseen määritellyn Hertzin kosketusellipsin isoakselilla (kuva 4.3.4.8a). Ellipsin suunta määritetään kontaktipisteessä laskettujen hammaskylkien pääkaarevuuksien avulla. Hetkellinen kontaktipiste ja pääkaarevuussäteet saadaan tuloksena kuormittamattoman rynnön simuloinnista. Hammaskontaktin mallinnuksessa käytetään niin kutsuttuja gap-elementtejä, jotka edellyttävät elementtiverkon modifiointia kontaktikohdassa (kuva

4.3.4.8b). Kandidaattipisteiden valintaan ja hammaskontaktin mallinnukseen liittyvät oletukset heikentävät menetelmän mahdollisuuksia kuvata kuorman jakautumista todennukaisesti. Todellinen kontaktialue ei nimittäin ole muodoltaan ellipsi eikä sen koko määräydy ainoastaan yhdessä pisteessä laskettujen kaarevuuksien perusteella. Lisäksi kuvatulla menetelmällä ei voida tarkastella lainkaan kosketusjännityksiä.



Kuva 4.3.4.8 Elementtiverkon modifiointi kandidaattipisteiden kohdalla [41]

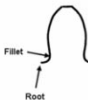
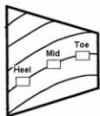
Myös Vimercati ja Piazza [37] käyttivät kuormitetun rynnön simuloinnissa elementtimenetelmää, mutta hammaskontakteja käsiteltiin Boussinesquin kontaktiteoriaan perustuvalla erillisellä laskenta-algoritmeilla. Menetelmän kehitti alunperin Vijayakar [45] ja sitä on sovellettu muun muassa kaupallisessa Calyx laskentaohjelmistossa, jota Vimercati ja Piazza tutkimuksissaan hyödynsivät. Wang [25] puolestaan käytti Calyx ohjelmaa kartiopyörien rynnön dynamiikkaan kohdistuneessa tutkimuksessaan.

Kyseinen laskentatapa perustuu siihen oletukseen, että suhteellisen karkeallakin elementtimallilla voidaan mallintaa tarkasti siirtymiä kunhan pysytään riittävän kaukana kontaktikohdasta. Boussinesquin kontaktiteorian avulla voidaan puolestaan käsitellä hammaskontaktin käyttäytymistä tarkemmin kuin Hertzin sylinterikontaktimallilla. Myös tässä tapauksessa kandidaattipisteet määritellään Hertzin kontaktiellipsin avulla, mutta niiden tarkoituksena on ainoastaan määrittää alue, jossa kontakti todennäköisimmin tapahtuu. Tälle alueelle viritetään laskentaruudukko, jossa todellinen kontaktialue määritellään tarkemmin Boussinesquin teorian avulla. Vimercati ja Piazza [46] vertasivat menetelmän tuloksia Handschuhin et al. [47] tekemiin kokeellisiin mittauksiin. Tyväalueella esiintyvien jännitysten osalta (kuva 4.3.4.9a) laskennalliset tulokset vastasivat vain keskimukaisesti venymäliuskoilla mitattuja arvoja. Tässäkin tapauksessa venymäliuskamittaustulosten ja laskentatulosten vertailukelpoisuuteen liittyi merkittäviä epävarmuustekijöitä. Lisäksi laskentamallissa ei huomioitu lainkaan kartiopyörien geometriapoikkeamia ja keskinäisen aseman muutosta kuormituksen seurauksena. Kuormitetun kosketuskuvion osalta laskennan tulokset vastasivat kuitenkin melko hyvin todellisuutta (kuva 4.3.4.9b).

Experimental vs numerical stress analysis.

269 Nm

	Fillet - Heel	
	Max	Min
TEST [MPa]	440.57	-39.30
Model [MPa]	351.98	-74.66
Difference %	20.11	-89.98

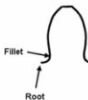
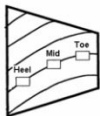


	Root - Heel		Root - Mid		Root - Toe	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min
TEST [MPa]	222.70	-384.73	258.55	-284.06	248.90	-221.32
Model [MPa]	141.76	-196.90	159.53	-187.75	172.01	-134.15
Difference %	36.34	48.82	38.30	33.91	30.89	39.39

Experimental vs numerical stress analysis.

166 Nm

	Fillet - Heel	
	Max	Min
TEST [MPa]	278.55	-27.58
Model [MPa]	219.51	-52.80
Difference %	21.19	-91.45



	Root - Heel		Root - Mid		Root - Toe	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min
TEST [MPa]	139.96	-236.49	164.09	-239.25	166.85	-167.54
Model [MPa]	89.66	-138.22	111.69	-128.12	111.65	-83.01
Difference %	35.94	41.55	31.94	46.45	33.08	50.45

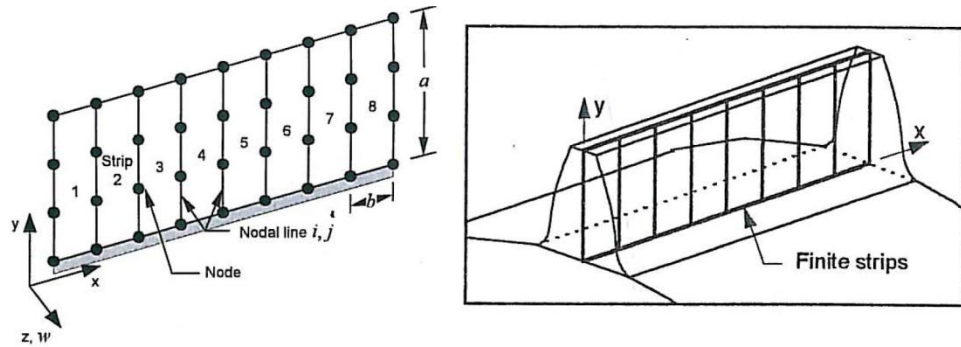
Kuva 4.3.4.9a Tyvijännitysten vertailu [46]



Kuva 4.3.4.9b Kuormitettujen kosketuskuvioiden vertailu [46]

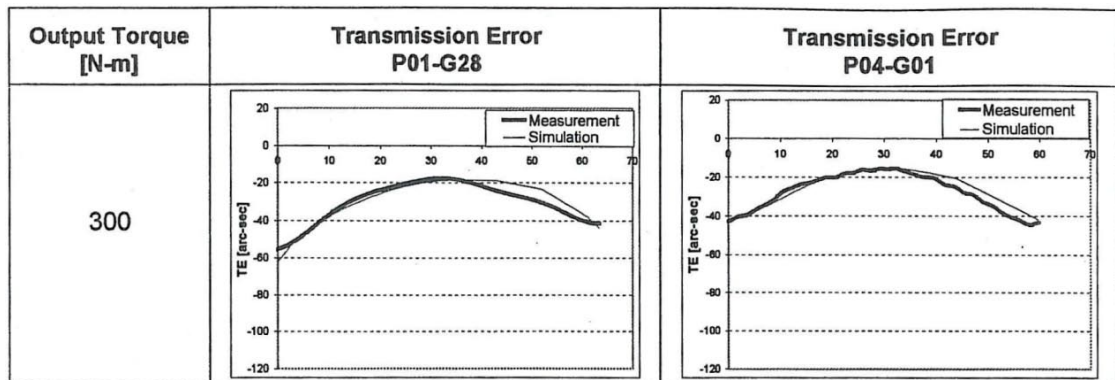
Det norske Veritaksen:n toteuttamassa tutkimuksessa [27] tarkasteltiin hampaan sisäisiä jännityksiä niin kutsutun TIFF –vauriomekanismin (Tooth Internal Fatigue Fracture) kannalta. Tutkimuksessa käytettiin kolme hammasta sisältäviä elementtimalleja, joissa hammakyljille kohdistettu pintapainekuormitus määritettiin erillisellä, HKA:iin erikoistuneella, laskentaohjelmalla. Tällöin elementtimalli oli mahdollista säilyttää lineaarisena jolloin säästytään laskennallisesti raskaalta epälineaariselta analyysiltä. Hünecke [12] käytti samaa mallinnustapaa tyvijännityksiin keskittyneessä tutkimuksessaan.

Gosselin et al tutkivat laattateoriaan perustuvan Finite Strip Methodin (lyh. FSM) hyödyntämistä lieriö- ja kartiopyörien rynnön simuloinnissa [48; 49; 50]. FSM perustuu laattateorian mukaisiin 2D -laattaelementteihin, joiden muodostaman rakenteen poikittaissuuntainen siirtymä ratkaistaan samalla laskentaproseduurilla kuin FEM:ssä. Alunperin ohuiden ja tasavahvuisten laattojen analysointiin tarkoitettu laattateoriasta on sittemmin kehitetty modifioituja versioita, joilla voidaan käsitellä myös paksuja ja vahvuudeltaan jatkuvasti muuttuvia rakenteita. Tällaisena voidaan nähdä myös hammaspyörän hammas. FSM:ia hyödyntävässä rynnön simuloinnissa hammas mallinnetaan ulokelaattana, joka jaetaan elementteihin hampaan pituussuunnassa (kuva 4.3.4.10). Elementit sijaitsevat hampaan keskellä, joten laskentamallin tuloksena saatava siirtymäkenttä kuvaa hampaan ”neutraalitason” taipumaa. Hampaan tarkka pituus- ja korkeussuuntainen muoto on mahdollista sisällyttää elementtien kuvaukseen (jäykkyysmatriisiin) käyttämällä moniasteisia interpolointifunktioita. Mindlinin laattateoriaa soveltamalla myös hampaassa tapahtuvan poikittaissuuntaisen liukuman osuus taipumasta tulee huomioiduksi.



Kuva 4.3.4.10 Hampaan mallintaminen ulokelaattana [48; 49]

Vertailut [48; 49] ovat osoittaneet FSM:n olevan varteenotettava vaihtoehto FEM:lle kaarevahampaisen kartiohammaspyörän hampaan taipuman mallinnuksessa. On kuitenkin selvää, että FSM voi muodostaa vain osan kuormitetun rynnön simuloinnin edellyttämästä laskentaproseduurista. Tästä syystä Gosselin et al. yhdistivät FSM:n Hertzin kontaktiteoriaan [50]. Hampaan perustan muodonmuutokset sekä kartioipyörän runko-osassa esiintyvä liukuma huomioitiin Attian tutkimuksiin perustuvilla laskentakaavoilla. Kyseisellä menetelmällä laskettua kuormitettua vierintävirhettä verrattiin kokeellisiin tuloksiin hyvällä menestyksellä (kuva 4.3.4.11). Vertailussa käytettiin lämpökäsittelyn jäljiltä olevaa (hannastuksen osalta viimeistelemätöntä) kaarevahampaista kartioipyöräparia, jota kuormitettiin testipenkissä usealla eri kuormalla. Hannaskylkien muoto-poikkeamat mitattiin koordinaattimittakoneella ja ne otettiin huomioon laskennassa approksimoimalla niitä 2. asteen pinta-funktiolla.



Kuva 4.3.4.11 Esimerkki laskennallisen ja mitatun kuormitetun vierintävirheen vertailusta [50]

Koska FSM:lla ei voida määrittää paikallisia tyvijännityksiä, on niitä tarvittaessa käsiteltävä jollakin erillisellä menetelmällä. Gosselin et al. sovelsivat tähän tarkoitukseen ANSI/AGMA standardin mukaisia jännityksen korjauskertoimia [49]. Menettely vastaa seuraavassa luvussa esiteltävässä Becal ohjelmassa käytettyä tapaa.

5. BECAL

5.1. Johdanto

Becal (**B**evel **G**ear **C**alculation) on kaarevahampaisten kartiohammaspyörien hammaskosketusanalyysiin erikoistunut laskentaohjelma, joka on kehitetty Dresdenin teknillisen yliopiston koneensuunnittelun laitoksella (Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion). Ohjelman avulla voidaan tutkia yleisimpien kaarevahampaisten kartiopyörätyyppien hammaskosketusta niin kuormittamattomana kuin kuormitettunakin. Kolmiulotteisen hammasgeometrian laskenta tapahtuu ohjelmassa automaattisesti ja analyysissä voidaan ottaa huomioon niin hammasgeometrian poikkeamat kuin kartiopyörien keskinäisen aseman muuttuminen vaihdetta kuormitettaessa.

Becalin kehityksessä tavoitteena on ollut luoda käytännön suunnittelutyöhön soveltuva laskentatyökalu. Kuormitetun rynnön simulointi eroaa luvussa 4.3 käsitellyistä muista menetelmistä siinä, että laskenta perustuu lähes kokonaan analyttisiin lujuusopillisiin teorioihin. Laskentamenetelmien ansiosta laskentamallien ratkaisu-aika on poikkeuksellisen lyhyt: nimellisgeometrian laskenta ja rynnön simulointi (sekä kuormitettu että kuormittamaton) tapahtuvat muutamassa sekunnissa tavallisella pöytätietokoneella. Becalissa on myös sisään rakennettu laskentamoduli, jonka avulla voidaan määrittää kartiopyörien keskinäisen aseman muutos vaihdetta kuormitettaessa.

Modulaarisen laskentarakenteen ja lyhyen laskenta-ajan vuoksi Becalia soveltuu hyvin käytettäväksi osana automaattisia optimointialgoritmeja ja parametritutkimuksia. Hyviä esimerkkejä ovat Henlichin ja Linken tutkimus [51], jossa optimoitiin kosketusjännityksiä, sekä Achtmannin ja Bärin tutkimus [52], jossa pyrittiin saavuttamaan tietynlainen kuormittamaton kosketuskuvio optimoimalla hammastuksen työstöprosessin parametreja.

Becalissa rajoitutaan kvasistaattiseen tarkasteluun, jossa niin rynnön sisäinen kuin ulkoinenkin dynamiikka jätetään huomiotta. Kartiopyörien runko-osat oletetaan jäykiksi. Hammaskontaktin jännitystilaan vaikuttavia asioita, kuten elastohydrodynaamisen voitelukalvo, kitka ja negatiivinen luisto, ei huomioida. Sekä kuormittamattoman että kuormitetun rynnön simuloinnissa tarkastellaan ainoastaan hampaan toista kylkeä. Näin ollen laskennan perusteella ei voida tehdä johtopäätöksiä esimerkiksi hammasvälyksen riittävydestä.

Luvussa 4.1 mainittujen lisäksi Becalin tuloksiin kuuluvat arviot hammaskontaktin lämpötilajakaumasta, hyötysuhteesta sekä kartiopyöräparin meluntuotosta. Koska meluun ja voiteluun liittyvät tulokset ovat epäoleellisia tämän työn tutkimusosan kannalta, ei niihin liittyviä laskentavaiheita käsitellä tarkemmin.

5.2. Laskentamenetelmät

5.2.1. Kartiopyörien keskinäisen aseman muutos kuorman alla

Mikäli kartiopyörien keskinäisen aseman poikkeamat (luku 4.3.2) tunnetaan, voidaan ne syöttää Becal –laskelmaan lähtötietoina. Asemapoikkeama-arvot voidaan myös määrittää käyttämällä Becalin sisäistä laskentamodulia, jonka käyttöliittymänä toimii tekstipohjainen UMFELD.DAT –tiedosto (esimerkki liitteessä 7). Tiedostossa kuvataan vaihteen tehonsiirtolinjan konstruktio niiltä osin kuin se on oleellista kartiopyörien siirtymien kannalta. Tähän kuuluu muun muassa akseligeometrian, ulkoisten kuormien sekä laakereiden määrittely. Sisäisen menetelmän etuna on ennen kaikkea se, että kaikki asemapoikkeamien määrittämisen liittyvät laskentavaiheet tapahtuvat keskitetysti ja pitkälti automatisoidusti. Näin ollen esimerkiksi erilaisten kuormitustasojen tarkastelu on huomattavasti helpompaa kuin esimerkiksi luvussa 4.3.2 käsiteltyjä erillisiä menetelmiä käytettäessä. Becalin sisäiseen akselilaskentaan sisältyy myös huonoja puolia, joita käsitellään tarkemmin työn tutkimusosassa (luku 8.2.1).

Myös Becalin sisäinen akselilaskenta perustuu kimmoviivan differentiaaliyhtälön ratkaisemiseen mutta on varsin kehittynyt verrattuna perinteisiin laskentamalleihin, joissa laakereita on usein käsitelty jäykkinä tukina. Laskentamenetelmä kykenee huomioimaan muun muassa seuraavat asiat:

- staattisesti määräämättömät laakeroinnit
- laakerien epälineaarinen jäykkyys
- laakerivälykset
- laakerin esijännitys
- laakeripesän siirtymät ja kääntymät

Tehollisen laakerivälyksen suuruus voidaan määrittää automaattisesti syöttämällä Umfeld -tiedostoon laakerin vällys- ja toleranssiluokka, akselin ja laakeripesän toleranssit sekä sisä- ja ulkokehän lämpötilaero. Laakerijäykkyyden laskentaan on käytettävissä kolme vaihtoehtoa: vakiojäykkyys, ”luettelotietoihin” (ulkomitat, kantavuusluvut jne.) perustuva jäykkyys sekä vierintäelinkohtaisten muodonmuutosten kautta määritetty jäykkyys. Viimeksi mainittu vaihtoehto edellyttää sellaisia laakeritietoja, joita ei ole annettu laakeriluetteloissa. Näitä ovat esimerkiksi vierintä ratojen kaarevuussäteet ja vierintäelimien lukumäärä. Asemapoikkeama-arvojen määrittäminen tapahtuu Becalissa automaattisesti akselien siirtymien ja kääntymien perusteella.

5.2.2. Hammasgeometrian mallinnus

Hammasgeometrian mallinnus tapahtuu Becalissa sisäisesti. Se perustuu hammastuksen työstöprosessin matemaattiseen simulointiin ja sitä seuraavaan verhopintaongelman (luku 4.3.1) ratkaisemiseen. Työstömenetelmästä riippumaton laskentamenetelmä kykenee käsittelemään kaikki yleisesti käytössä olevia kaarevahampaisia

kartiohammasgeometriatyyppejä (Gleason, Klingelberg, Oerlikon, Wiener, Hurth-Modul, formate-geometriat jne.). Laskennassa voidaan käyttää lukuisia erilaisia terätyyppejä ja huomioda nykyaikaisten NC –koneiden mahdollistamia ”lisäliikkeitä” [53, luku 10; 31, s. 15-17].

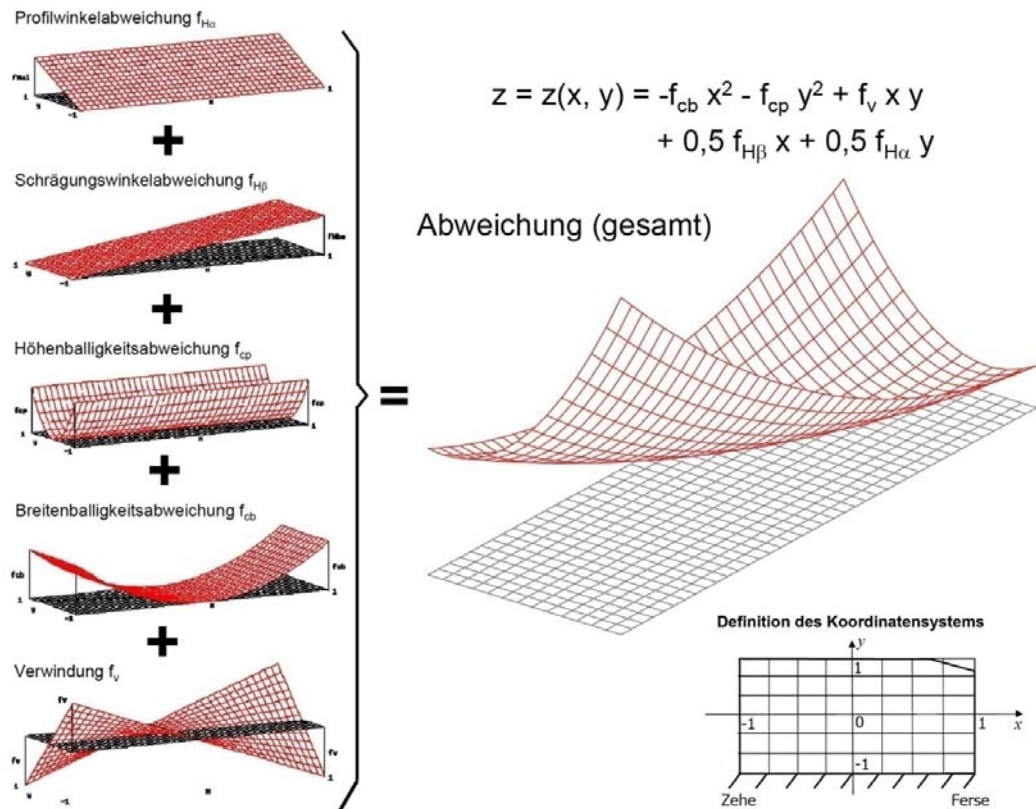
Tapauksissa, joissa verhopintaongelman eksplisiittisen ratkaisu on vaikeaa/mahdotonta, hyödynnetään numeeriseen approksimaatioon perustuvaa ADIFOR -menetelmää. Sen avulla voidaan suorittaa matemaattisesti hankalien funktioiden automaattinen differentiointi. Menetelmää tarvitaan verhopintaongelman ratkaisussa, koska se toteutetaan Newtonin menetelmällä, joka edellyttää derivaattojen muodostamista. Menetelmää käytetään myös itse verhopintaongelman muodostamisessa, koska se edellyttää hammastusterien liikkeitä kuvaavien monimutkaisten vektorifunktioiden derivointia.

Lähtötietoina hammaegeometrian laskentaa varten Becal tarvitsee hammastusteknologiakohtaisen tiedoston, joka sisältää tarvittavat hammastusparametrit. Mikäli kyseistä tiedostoa ei ole saatavilla on hammasparametrit myös mahdollista syöttää erillisen käyttöliittymän kautta [31, s.35]

Riippumatta siitä onko laskennan tuloksena pintafunktio (eksplisiittinen ratkaisu) vai pistejoukko (numeerinen ratkaisu), korvataan hampaan kylki- ja tyvipintojen kuvaus lopulta approksimaatiolla, joka soveltuu paremmin seuraavassa luvussa käsiteltävän rynnön simuloinnin tarpeisiin. Approksimaatio perustuu 5. asteen Bernstein polynomeihin. Koska tyvi- ja kylkipinnan poikkeavat muodoltaan merkittävästi toisistaan, tehdään approksimaatio erikseen molemmille pinnoille. Näin parannetaan approksimaatioiden tarkkuutta. Valmiit geometriamallit sisältävät viisi hammasta kartiopyörää kohden.

Jos kartiopyörien geometriapoikkeamat tunnetaan, ne voidaan ottaa huomioon laskennallisessa geometriamallissa. Yksittäisjakopoikkeamat (f_p) voidaan määrittää jokaiselle hampaalle erikseen. Muotopoikkeamat voidaan huomioida sillä rajoituksella, että ne ovat identtiset joka hampaalla. Pyörintäpoikkeamia (F_r) ei voida huomioida.

Mitatut muotopoikkeamat muodostavat usein monimutkaisen pinnan (esim. LIITE 1), jota ei voida sellaisenaan käyttää geometriamalleissa. Sen sijaan pistejoukkona määritellyt muotopoikkeamat korvataan approksimaatiolla, joka perustuu 2. asteen pintafunktioon. Kuvan 5.2.2.1 mukaisesti approksimaatio koostuu viidestä erillisestä parametrystä. Parametrit on määritelty siten, että ne kuvaavat yleisimpiä hammastuskoneissa ilmeneviä poikkeamia ja siten parantavat approksimaation mahdollisuuksia kuvata hammaskyljen muotovirhettä tarkasti.



Kuva 5.2.2.1 Mitattujen muoto poikkeamien approksimoiminen 2. asteen pintafunktiolla (muokattu kuva lähteestä [54])

Mittau tulokset sisältävät yleensä kaikkien hampaiden jakopoikkeamat mutta laskentamallissa ne voidaan huomioida vain viiden hampaan osalta kartiopyörää kohden. Tyypillisesti kiinnostavin tilanne on se, jossa jännitykset ovat suurimmat. Tämä tilanne esiintyy, kun tietyllä hetkellä rynnössä olevaa hammasparia edeltäneen hammasparin jakopoikkeamien erotus (käytettävän pyörän jakopoikkeama vähennettynä käytettävän pyörän jakopoikkeamasta) on suurimmillaan ja seuraavan hammasparin pienimmillään. Mikäli analyysin tavoitteena on arvioida jakopoikkeamien aiheuttamia kosketuskuvion liikkeitä (luku 9.1), saattaa olla tarpeen valita jakopoikkeamien arvot toisella tavalla.

5.2.3. Rynnön simulointi

Becalissa käytetty menetelmä kuormittamattoman rynnön simuloimiseksi vastaa pääosiltaan yleisesti käytettyjä periaatteita, joita käsiteltiin luvussa 4.3.3. Käyttäjällä on mahdollisuus valita kuinka montaa hammasparia laskennassa käsitellään, maksimäärän ollessa viisi paria. Laskennassa huomioitavan kosketusvärikerroksen paksuutta voi tarvittaessa muuttaa (oletusarvo 6 μm). Mikäli kuormitetun rynnön simuloinnissa halutaan huomioida kartiopyörien keskinäisen aseman poikkeamat, on kuormittamattoman tilanteen tarkastelemiseksi tehtävä erillinen laskelma. Tämä johtuu siitä, että kartiopyörien siirtymät on huomioitava jo kuormittamattoman rynnön simuloinnissa, sillä sen tulokset toimivat lähtötietoina kuormitetun tilanteen

tarkastelulle. Kuormitetun rynnön simulointia varten tarvittavia kontaktipisteitä määritettäessä oletetaan, että ”kosketusvärikerroksen paksuus” on $0,1 \cdot \text{moduli}$. Näin mukaan tulevat nekin pisteet, jotka tulevat kontaktiin vasta kuormituksen kasvaessa.

Becalissa kuormitetun rynnön simuloinnin ensimmäinen askel on määrittää miten kartiopyörien vääntömomentista aiheutuva kuorma jakautuu tietyllä hetkellä rynnössä olevien hampaiden kylkipinnoille. Laskenta perustuu niin kutsuttuun *vaikutuslukujen menetelmään* (Method der Einflusszahlen, influence coefficients method), jota on Dresdenin yliopistossa sovellettu myös lieröpyörien lujuusanalyyseissä. Vaikutuslukujen menetelmä on numeerinen laskentamenetelmä diskreetteihin alueisiin kohdistuvien kuormitusten ja jännitysten määrittämiseksi. Tästä syystä hampaat jaetaan pituussuunnassaan segmentteihin (kuva 5.2.3.1). Hampaissa tapahtuvien muodonmuutosten katsotaan koostuvan komponenteista, joita käsitellään erilaisilla analyyttisillä laskentaperiaatteilla. Komponenttien yksittäisvaikutukset superponoimalla saadaan selville niiden kokonaisvaikutus. Kuvassa 5.2.3.2 on esimerkki yhtälöryhmästä (yhden hammaskontaktin osalta), johon kuorman jakautumisen laskenta perustuu. Muodonmuutoskomponenttien vaikutukset kuvataan matriisimuotoon koottavilla vaikutusluvuilla (kuvassa 5.2.3.2 vasemmalla). Vaikutusluku e_{ik} kuvaa hammassegmenttiin k kohdistuvan voiman vaikutusta kontaktipisteessä i . Kuvassa oikealla oleva pystyvektori kuvaa kuormittamattoman rynnön simuloinnin perusteella tunnettuja kylkipintojen välisiä etäisyyksiä. Laskennan tavoitteena on ratkaista kuvassa keskellä oleva voimavektori, joka edustaa tietyllä hetkellä hammaskyljelle kohdistuvaa voimajakautumaa (kuva 5.2.3.1). Yhtälöryhmän alin rivi edustaa momenttitasapainoa, joka voimien ja niiden ”vipuvarsien” (matriisissa merkitty r) on toteutettava. Hammaskontakteista johtuen laskenta edellyttää iterointia. Menetelmä muistuttaa jossain määrin luvussa 4.3.4 käsiteltyä flexibility matrix -menetelmää, jossa niin ikään päätuntemattomina ovat voimat. Seuraavaksi esitellään analyyttiset laskentaperiaatteet, joiden perusteella vaikutusluvut määritetään. [34; 31; 55].

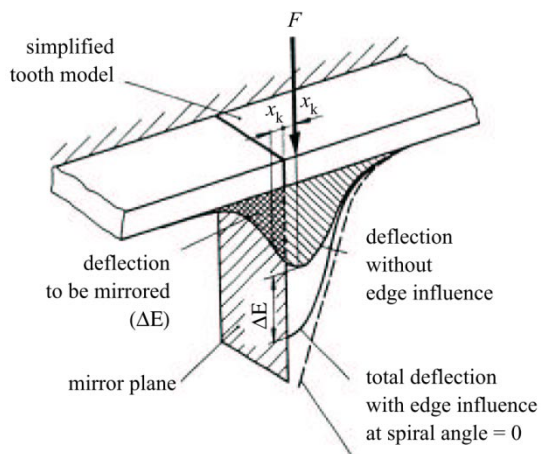


Kuva 5.2.3.1 Voima- ja jännitusjakaumat [31]

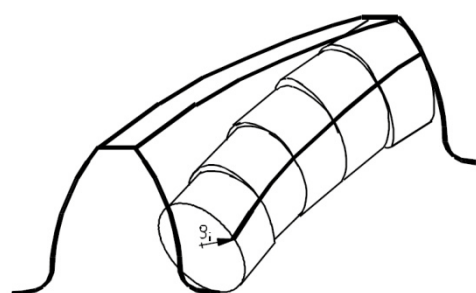
$$\begin{array}{c}
 \text{Muodonmuutosten vaikutusluvut} \\
 \begin{bmatrix} e_{11} & e_{12} & \dots & e_{1k} & \dots & e_{1n} & -r_{w1} \\ e_{21} & e_{22} & \dots & e_{2k} & \dots & e_{2n} & -r_{w2} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots & \vdots \\ e_{i1} & e_{i2} & \dots & e_{ik} & \dots & e_{in} & -r_{wi} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots & \vdots \\ e_{n1} & e_{n2} & \dots & e_{nk} & \dots & e_{nn} & -r_{wn} \\ r_{w1} & r_{w2} & \dots & r_{wk} & \dots & r_{wn} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_k \\ \vdots \\ F_n \\ \varphi_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f_1 \\ -f_2 \\ \vdots \\ -f_i \\ \vdots \\ -f_n \\ T_{Ri} \end{bmatrix} \\
 \text{Voimat} \qquad \qquad \qquad \text{Kylkipintojen vastin-} \\
 \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \text{pisteiden etäisyydet} \\
 \text{Kartiopyörän rotaatio} \qquad \text{Kartiopyörän vääntömomentti}
 \end{array}$$

Kuva 5.2.3.2 Yhtälöryhmä kuorman jakautumisen määrittämiseksi [31]

Yksittäisen hammassegmentin taipumaa ratkaistaan palkkiteoriaan perustuvalla menetelmällä. Segmentin korkeussuunnassa muuttuva paksuus kuvataan approksimoimalla hampaan todellista muotoa kyseisen segmentin kohdalla toisen asteen polynomilla. Taipuma saadaan selville integroimalla kimmoviivan differentiaaliyhtälö kahteen kertaan. Taipuman lisäksi huomioidaan hammassegmentissä esiintyvä liukuma ja kokoonpuristuminen sekä hampaan tyven alla olevassa materiaalissa tapahtuvat muodonmuutokset. Näitä seikkoja käsitellään aiempien tutkimuksien yhteydessä kehitetyillä, muun muassa muodonmuutosenergiaan perustuvilla laskentakaavoilla.



Kuva 5.2.3.3 Hampaan reuna vaikutus [34]



Kuva 5.2.3.4 Hammaskontaktin mallinnustapa [31]

Hammaskontaktissa tapahtuvaa muodonmuutosta käsitellään Hertzin sylinterikontaktimallilla. Jokaiseen hammassegmenttiin sovitetaan kontaktipisteen kohdalle sylinteri jonka säde kuvaa hampaan kaarevuutta ja suunta kontaktipisteiden reittiä kyseisessä kohdassa (kuva 5.2.3.4). Edellä käsiteltyjen muiden muodonmuutoskomponenttien lailla myöskään kontaktissa tapahtuvaa muodonmuutosta ei tässä vaiheessa tiedetä, koska kontaktissa vaikuttavaa voimaa ei ole tiedossa. Jotta funktiomuodossa määritettävää muodonmuutoksen kuvausta voitaisiin käyttää voimajakauman ratkaisussa, on se ensin linearisoitava. Tämä tarkoittaa että kontaktia kuvataan lineaarisella jäykkyydellä joka vastaa todellista epälineaarista jäykkyyttä tietyllä kuormalla.

Voimajakauman ratkaisemiseen tarvittavat vaikutusluvut määritetään yhdistämällä hammassegmenttien muodonmuutoskomponenttien kuvaus vaikutusfunktioon, joka edustaa hampaan tiettyyn pisteeseen kohdistuvan voiman aiheuttamia siirtymiä koko hampaan alueella. Vaikutusfunktio perustuu FEM:llä toteutettuihin tutkimuksiin. Tässä vaiheessa hammasta käsitellään äärettömän pitkänä, toisesta reunastaan jäykästi tuettuna palkkina, jossa vallitsee tasomuodonmuutostila (kuva 5.2.3.3). Tiettyyn pisteeseen kohdistuvan voiman vaikutuksen katsotaan häviävän etäisyydellä $6 \cdot \text{moduli}$ voimasta. Todellisen hammasleveyden rajallisuus otetaan huomioon lisäämällä hampaan ulkopuolelle jäävään, kuviteltuun osuuteen liittyvät siirtymät hampaan todellisen leveyden sisäpuolella määritettyihin siirtymiin (kuva 5.2.3.3). Myös tämä,

peilausmenetelmäksi kutsuttu tapa perustuu aiempiin tutkimuksiin. [31, s.25-30; 55; 5, s. 28-40].

Kun voimajakauma on ratkaistu, voidaan määrittää hampaassa esiintyvät jännitykset. Kontaktijännitykset tulevat ratkaistuiksi samanaikaisesti voimajakauman kanssa, koska ne ovat kiinteä osa Hertzin teoriaa. Tyvijännitysten ratkaisu vastaa periaatteeltaan standardimenetelmissä käytettyä tapaa siinä, että ensin määritetään nimellijännitykset ja sen jälkeen paikalliset jännitykset, ottaen huomioon tyven tarkka geometria. Myös nimellisten tyvijännitysten ratkaisemiseen käytetään vaikutuslukujen menetelmää. Tiettyyn hammassegmenttiin kohdistuvan yksittäisen voiman katsotaan vaikuttavan koko hampaan tyvijännitysakaumaan. Nimellijännitysten ratkaisussa käytettävät vaikutusluvut ja vaikutusfunktio ovat tulosta kokeellisista ja laskennallisista tutkimuksista. Voimajakauman muodostavien yksittäisvoimien vaikutukset superponoimalla saadaan selville yhteisvaikutus tietyssä pisteessä. Kuten kuorman jakautumisen laskennassa, hampaan reuna-alueiden ja viereisten hammassegmenttien vaikutus huomioidaan erillisillä kertoimilla.

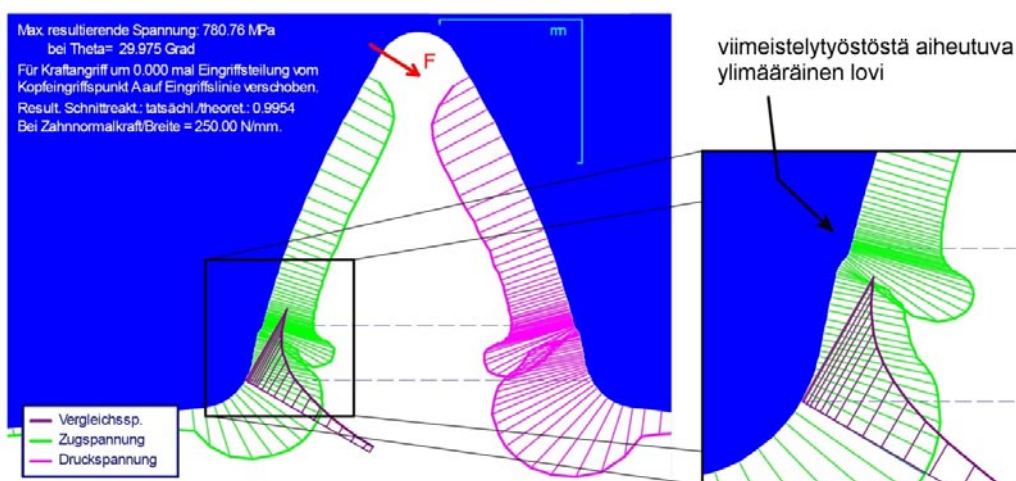
Paikalliset tyvijännitykset määritetään kertomalla nimellinen jännitys korjauskertoimella, joka kuvaa tyven geometrian vaikutusta jännitykseen. Koska hammas on jaettu segmentteihin, voidaan kerroin määrittää jokaiselle poikkileikkaukselle erikseen, jolloin tulee huomioitua hampaan poikkileikkausgeometrian muuttuminen hampaan pituussuunnassa. Tyven geometriaa kuvaavat arvot, kuten hampaan vahvuus ja tyvipöristyksen säde 30° tangentin kohdalla saadaan laskettua tarkasti kolmiulotteisesta geometriamallista. Jännityksen korjauskertoimen määrittämiseksi on käytettävissä kaksi vaihtoehtoa: DIN3991:n mukainen tai siitä modifioitu menetelmä, jonka on tutkimuksissa todettu antavan tarkempia tuloksia [27, s. 37]. Modifioidussa menetelmässä huomioidaan myös tyvipöristyksen minimisäde, joka ei välttämättä esiinny DIN 3991:n mukaisen 30° :n tangentsuoran määräämässä kohdassa. Lisäksi laskennassa huomioidaan hammasvoimien aiheuttama puristusjännitys tyvialueella. Modifioitua menetelmää käytettäessä DIN 3990 Teil 5:n mukaiset lujuusarvot eivät päde, sillä ne ovat kytköksissä standardissa käytettyyn laskentatapaan.[31, s.30-33].

Edellä mainittujen lisäksi Becalissa on toiminnallisuus, jonka avulla paikalliset tyvijännitykset voidaan määrittää käyttäen reunaelementtimenetelmää (lyh. *BEM* = *Boundary Element Method*). Erilaisten fysikaalisten ilmiöiden mallintamiseen yleisesti käytettyjen elementti- ja differenssimenetelmän (lyh. *FDM* = *Finite Difference Method*) tavoin myös *BEM* on pohjimmiltaan osittaisdifferentiaaliyhtälöiden numeerinen ratkaisumenetelmä. Sen vaatimukset laskentakapasiteetin osalta ovat kuitenkin huomattavasti vähäisemmät, koska ainostaan tarkasteltavan systeemin reuna-alue on diskretisoitava. Merkittävin haittapuoli on se, että laskentaongelman matemaattinen kuvaaminen on usein vaikeampaa. Siinä missä *FEM* ja *FDM* ovat lähes universaaleja laskentamenetelmiä, voidaan *BEM*:ia hyödyntää vain sellaisissa tapauksissa, joissa ilmiötä kuvaavat differentiaaliyhtälöt voidaan korvata ekvivalenteilla integraalifunktioilla. Paras tarkkuus saavutetaan tarkasteltavan systeemin reuna-alueilla. Muun ympäristön osalta ratkaisu saadaan approksimaationa, jonka tarkkuus heikkee

reuna-alueilta pois päin mentäessä. BEM soveltuu hyvin hampaassa esiintyvien jännitysten analysointiin, koska yleensä ollaan kiinnostuneita materiaalin pinnassa tapahtuvista ilmiöistä. [56].

BEM:ia on hyödynnetty hyvällä menetestyksellä erilaisten hammaspyörätyyppien tyvijännitysten laskennassa [12, s.48]. Esimerkiksi edellä mainittu DIN3991:stä modifioitu menetelmä perustuu tutkimuksiin, joissa käytettiin BEM:ia [16, s.37]. BEM on voimakkaasti esillä useissa Becaliin liittyvissä julkaisuissa, mutta sen käytön mahdollistava toiminnallisuus ei ole käytössä ainakaan kaikissa ohjelman kaupallisissa versioissa. Tähän liittyen mainittakoon, että Becalin teoria- ja käyttäjämateriaalissa laskennan toimintaperiaatteet käydään läpi melko yksityiskohtaisesti, mutta BEM:ia ei käsitellä lainkaan.

Edellä mainitun modifioitun menetelmän on todettu normaalitapauksissa vastaavan hyvin BEM:n avulla laskettuja tyvijännityksiä [12]. BEM:n avulla voidaan kuitenkin saavuttaa tarkempia tuloksia etenkin tapauksissa, joissa hampaan tyven ja hammaskyljen liittymäkohassa on valmistusprosessista johtuvia ylimääräisiä lovia. Tällaisia syntyy usein hammaskylkien lämpökäsittelyn jälkeisen viimeistelytyöstön yhteydessä. Kuvassa 5.2.3.5 on esimerkki BEM:lla ratkaistusta lieriöpyörän tyvijännityksistä tapauksessa, jossa hammasgeometriassa on ylimääräinen lovi.



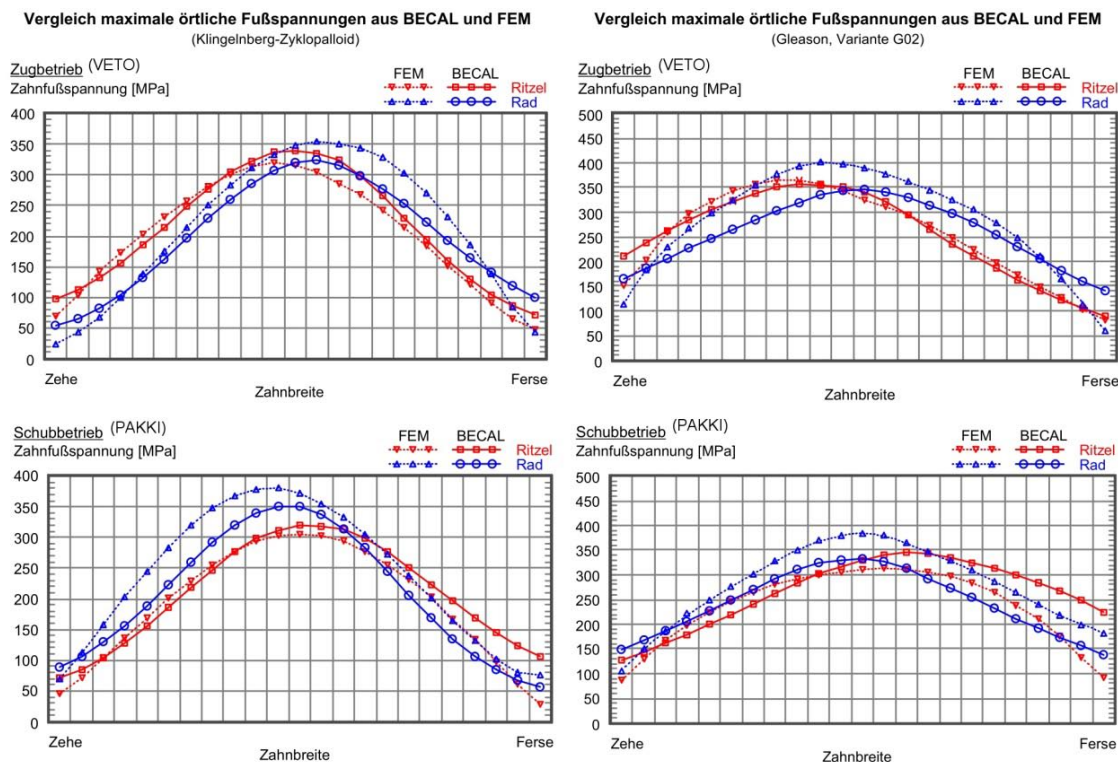
Kuva 5.2.3.5 BEM:lla ratkaistut jännitykset lieriöpyörän hampaassa (PCS -ohjelma, vihreä = vetojänn., violetti = puristusjänn., sininen = Von Mises -vertailujänn.)

5.3. Aikaisemmat vertailututkimukset

Esimerkiksi luvussa 4.3.4 käsiteltyihin HKA-menetelmiin verrattuna Becalin tulosten luotettavuudesta on saatavilla niukasti tutkimustietoa. Useissa Becalia käsittelevissä julkaisuissa viitataan ohjelman kehitystyön aikana tehtyihin tutkimuksiin, joissa tuloksia on verrattu numeerisiin laskentamalleihin sekä kokeellisiin tuloksiin. Valitettavasti näiden tutkimustulosten saatavuus on pitkälti rajoitettu. Suurimmassa osassa olemassa olevista vertailututkimuksista Becalin tuloksia on vertailtu johonkin toiseen laskennalliseen menetelmään. Tutkimuksia, joissa Becalin tuloksia olisi vertailtu todellisiin testituloksiin, ei ole avoimessa kirjallisuudessa saatavilla lainkaan. Korkeiden

kustannustensta lisäksi todellisiin testeihin perustuvien vertailututkimusten vähäisyyteen vaikuttaa se, että todellisia testiolosuhteita simuloivissa laskentamalleissa joudutaan ottamaan huomioon myös erinäisiä häiriötekijöitä, kuten geometriapoikkeamat ja vaihdekonstruktion muodonmuutokset. Tällöin tutkimuksen toteutuksesta tulee huomattavasti monimutkaisempaa. Samalla tarkkuus, jolla itse tutkittavan laskentamenetelmään luotettavuutta voidaan arvioida, heikkenee. Teoreettispainotteisessa ”perustutkimuksessa” onkin täysin perusteltua jättää kyseiset häiriötekijät huomiotta. Esimerkiksi elementtimenetelmään perustuva tarkka numeerinen laskentamalli tarjoaa huomattavasti paremman (ja halvemman) vertailukohteen, koska sen avulla voidaan luotettavasti kuvata ”virheetöntä todellisuutta”, keskittyen olennaiseen.

Hünecke [12] vertaili väitöstutkimuksessaan Becalilla laskettuja tyvijännityksiä tarkoilla FE-malleilla saatuihin arvoihin. FE-mallit käsittivät kolme hammasta, mutta kuormitus kohdistettiin vain keskimmäiseen hampaaseen (kuva 4.3.4.2). Kuormituksena käytettiin Becalilla ratkaistua voimajakaumaa, joten tulosten perusteella ei voida tehdä johtopäätöksiä Becalin luotettavuudesta kuorman jakautumisen laskennan osalta. Vertailu suoritettiin kahdelle hammasgeometrialle, joista toinen oli perinteinen Gleason geometria (muuttava hammaskorkeus) ja toinen perinteinen Klingelnberg geometria (vakio hammaskorkeus). Kuvassa 5.3.1 on esitetty vertailun tulokset koko rynnön aikana esiintyvien maksimivijännitysten osalta. Suurimmillaan ero jännityksen suuruudessa Becalin ja FE-mallin välillä oli 10% ja jakaumien voidaan todeta vastaavan muodoltaan hyvin toisiaan. Jakauman sijainnissa havaitaan pinionin osalta poikkeama, joka vastaa noin 1/23 osaa hampaan leveydestä. Tutkimuksesta ei käy ilmi, mitä edellä mainituista kolmesta vaihtoehdosta jännityksen korjauskertoimen määrittämiseksi Becal-laskentamalleissa käytettiin.



Kuva 5.3.1 Maksimi tyvijännitysten vertailu, Becal – FEM [12]

Hünecken tutkimuksen päätavoite oli vertailla erilaisia laskentapoja tyvijännityksen korjauskertoimen määrittämiseksi, ottaen huomioon hampaan pituussuunnassa muuttava poikkileikkaus. Edellä mainitun vertailun kautta pyrittiin verifioimaan Becalin laskentamenetelmien luotettavuutta, jotta ohjelmaa voitaisiin käyttää pohjana tämän tavoitteen saavuttamisessa. Tutkimuksessa käsiteltiin 46 erilaista hammasgeometriaa, joista osassa oli nollasta poikkeava hypoidiasetus. Tyvijännityksen korjauskerroin määritettiin hampaan useissa poikkileikkauksissa käyttämällä DIN 3991:n mukaista menetelmää, modifioitua menetelmää sekä BEM:ia. Ero maksimityvijännityksissä DIN:n ja BEM:n välillä oli keskimäärin 10% ja suurimmillaan 28% kartiopyörissä ilman hypoidiasetusta. Hypoidiasetuksillisissa kartiopyörissä ero oli suurimmillaan 45%. Modifioitua menetelmää käyttämällä eroa voitiin kaventaa merkittävästi.

Henlich [57] vertasi Becalin tuloksia DIN 3991:n mukaiseen laskentamenetelmään. Vertailussa oli mukana 130 erilaista hammasgeometriaa. Vertailun perustana käytettiin suurinta siirrettävissä olevaa vääntömomenttia joko tyvi- tai kosketusjännityksen ollessa rajoittavana tekijänä. Useat DIN 3991:n sisältämistä kertoimista, kuten vaihdekonsruktion muodonmuutoksiin liittyvä $K_{H\beta be}$, asetettiin arvoon 1, jotta niiden vaikutus ei häiritsisi itse laskentamenetelmien vertailua. Tyvijännitysten rajoittaman vääntömomentin osalta Becalin tulosten eroavaisuus suhteessa DIN 3991:een vaihteli välillä -16%...+60%. Kosketusjännityksen osalta vaihteluväli oli -23%...+10%, kun kartiopyörien erityisominaisuudet huomioivan Z_K kertoimen arvona oli 0,8. Tutkimuksessa Becalin tuloksia verrattiin yhden hammasgeometrian osalta myös Aachenin teknillisessä yliopistossa kehitettyyn HKA-ohjelmaan Programkette -

Kegelradberechnung. Ero tyvijännityksissä oli noin 5% ja kosketusjännityksissä noin 12%.

Linnestad [58] vertasi Becalia ja DnV:n laskentaohjelmaa, joka perustuu ISO 10300 standardiin. Parametritutkimuksessa käsiteltiin useita merisovelluksissa tyypillisiä hammasgeometrioita ja havaittiin, että Becalin antamat tyvi- ja kosketusjännitykset olivat usein merkittävästi suurempia kuin kyseisen standardimenetelmän mukaiset arvot. Eräässä tapauksessa ero oli tyvijännitysten osalta jopa 100%. Tämän tutkimuksen yhteydessä todettiin myös, että Becalin tulokset noudattavat kartiopyörien merisovelluksista saatuja käytännön kokemuksia.

Becalia käsittelevissä julkaisuissa tuodaan usein esiin se, että kuormitetun rynnön simuloinnissa käytettävät laskentamenetelmät on todettu luotettaviksi lieriöpyörien HKA:ssa [12, s. 46-48; 31, s. 24]. Myös näiden tutkimusten sisällöstä on saatavilla melko rajoitetusti tietoa. Eräs vaikutuslaskujen menetelmän tuoreemmista sovelluksista on Börnerin et al. [59] tutkimus, joka liittyi kartioevolventtipyörien (beveloidien) käyttöön osana henkilöauton nelivetojärjestelmää. Tutkimuksessa laskennallisten kosketuskuvioiden todettiin vastaavan hyvin todellisuutta (kuva 5.3.2).

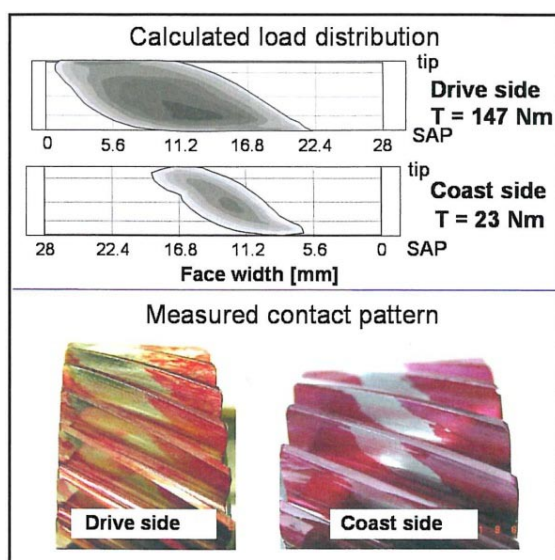


Figure 10—Calculated load distributions in comparison to loaded contact patterns from measurement runs.

Kuva 5.3.2 Laskennallisten ja todellisten kosketuskuvioiden vertailu [59, s.33]

II TUTKIMUSOSA

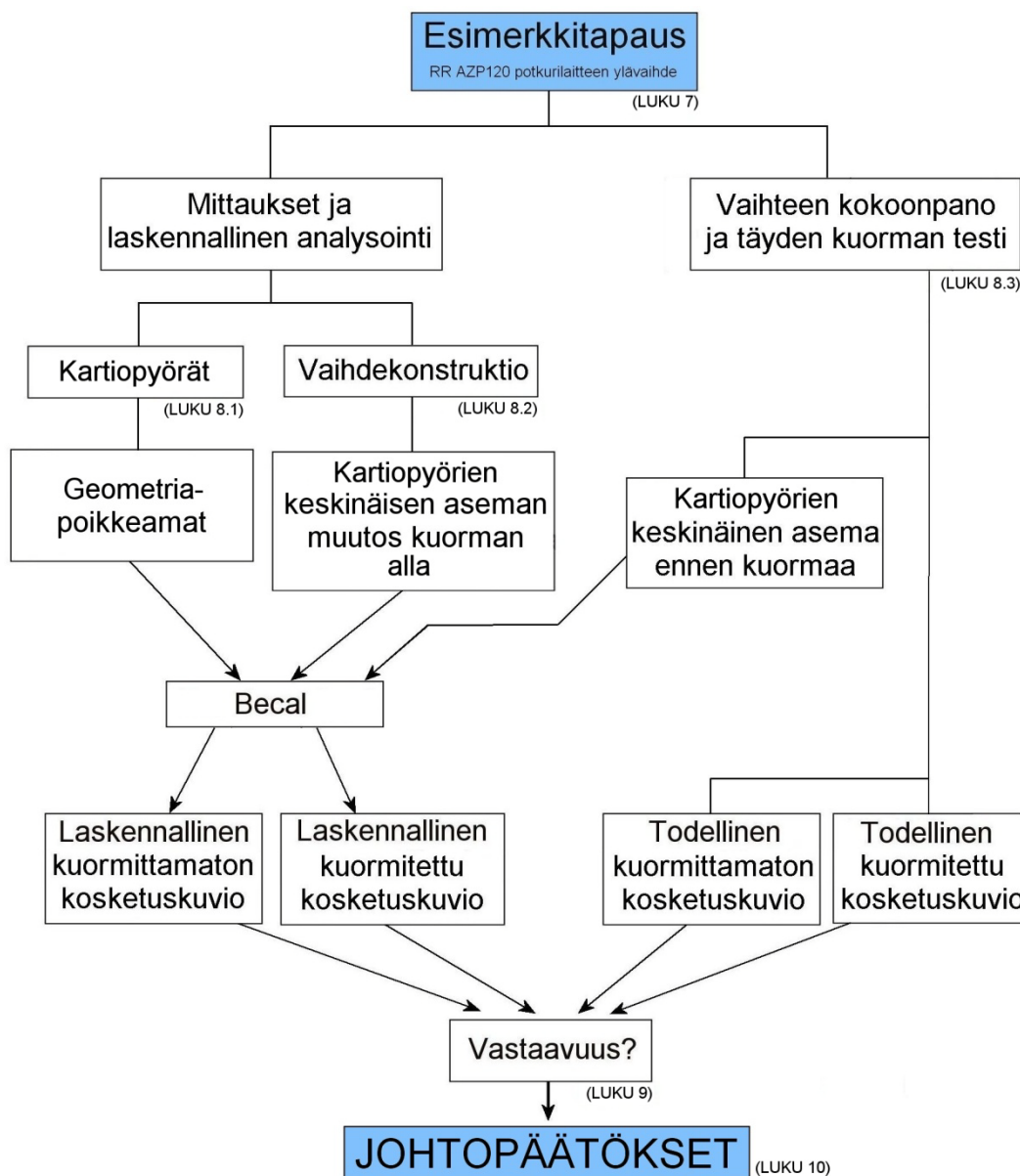
Tutkimuksen tarkoituksena oli arvioida hammaskoketusanalyysiin tarkoitettun Becal -ohjelman soveltuvuutta osaksi kaarevahampaisten kartiohammaspyörien käytännön suunnittelu- ja tuotekehitysprosessia. Soveltuvuus määritellään tässä yhteydessä luotettavuuden ja käytettävyyden yhdistelmänä. Luotettavuus liittyy laskentamenetelmän kykyyn tuottaa tuloksia, jotka vastaavat todellisuutta käyttötarkoitukseensa nähden riittävällä tarkkuudella. Käytettävyyteen puolestaan vaikuttaa esimerkiksi se, kuinka vaativaa, virhealtista ja aikaavievää luotettavan analyysin tekeminen käytännössä on. Riittävän tarkat tulokset ovat luonnollisesti ensisijainen edellytys laskentamenetelmän soveltuvuudelle. Käytännön suunnittelutyön kannalta menetelmän käytettävyys on kuitenkin vähintään yhtä tärkeä tekijä. Tuulivoimalavaihteiden dynaamiikan simulointia käsittelevässä väitöskirjassaan [24, s. 3] Peeters puhuu edellä mainituista asioista osuvasti: *"The key question to be addressed in the development of these methods is: Which tools are **necessary to guarantee a robust and cost-efficient drive train design?**...An optimal target in the search for more advanced calculation methods is a combination of, on the one hand **accuracy** and, on the other hand, **workability**, such as regarding **time-efficiency** and **user-friendliness**".*

Becalin tulosten luotettavuutta on tietyiltä osin käsitelty jo aiemmissa tutkimuksissa, mutta pääasiassa vain teoreettisella tasolla (luku 5.3). Teoreettispainotteisessa perustutkimuksessa on jätetty tarkoituksella huomiotta käytännön sovelluksiin liittyviä tekijöitä, kuten hammasgeometriassa esiintyvät poikkeamat sekä kartiopyörien keskinäisen aseman muuttuminen vaihdetta kuormitettaessa. Becalissa käytettyä menetelmää kuormitetun rynnön simuloimiseksi on kalibroitu suhteessa teoreettisiin ja empiirisiin tuloksiin. Näin ollen ei ole itsestään selvää, että teoreettisissa tutkimuksissa todettu tarkkuus olisi automaattisesti saavutettavissa myös tapauksissa, joissa edellä mainitut tekijät on otettu huomioon. Käytännön sovelluksissa hammasgeometrian poikkeamilla ja kartiopyörien keskinäisillä siirtymillä on usein merkittävä vaikutus hammaskosketukseen. Tässä tutkimuksessa pyrittiin selvittämään miten hyvin todellisuutta vastaavia tuloksia Becalilla voidaan saavuttaa, kun kyseiset seikat otetaan huomioon mahdollisimman tarkasti. Samalla pyrittiin saavuttamaan käsitys luotettavan analyysin suorittamiseen liittyvistä vaatimuksista ja siten arvioimaan sen käytettävyyttä. Tavoitteiden saavuttamiseen käytettiin ATAn asiakkaan, Rolls-Royce Oy Ab:n tajoamaa esimerkkitapausta, jossa Becalin tuloksia päästiin vertailemaan käytännön koetuloksiin.

6. TUTKIMUKSEN TOTEUTUSTAPA

Tutkimuksessa keskityttiin Becalin lujuusopilliseen, eli muodonmuutoksiin, jännityksiin ja kosketuskuvioihin liittyvään osuuteen. Systeemin dynaamiset ja tribologiset ominaisuudet, vaikkakin oleellisia asioita hammasvaihteen toiminnan kannalta, jätettiin tarkastelun ulkopuolelle myöhemmin ilmi käyvistä syistä. Yleistämällä rynnön kvasistaattinen simulointi sarjaksi kahden kappaleen välisiä lujuusopillisia monikontaktiongelmia nähdään, että tulosten luotettavuus riippuu itse simulointimenetelmän kyvykkyyden lisäksi ainoastaan siitä, miten tarkasti kappaleiden todellinen geometria ja asema toistensa suhteen kyetään huomioimaan. Becalissa hammasgeometrian poikkeamat ja kartiopyörien keskinäisen aseman muuttuminen kuormituksen seurauksena ovatkin **ainoat tekijät, joiden kautta suunnittelija voi vaikuttaa tulosten luotettavuuteen**. Ne ovat laskennan lähtötietoja, jotka suunnittelijan on tapauksesta riippuen pyrittävä määrittämään riittävällä tarkkuudella. Rynnön simulointimenetelmän luotettavuus saattaa kuitenkin rajoittaa sitä, miten tarkasti kyseiset lähtötiedot ylipäätään kannattaa selvittää.

Tutkimuksen toteutus koostui seuraavassa luvussa esiteltävän esimerkkivaihteen sekä siihen kuuluvien kartiopyörien analysoinnista. Laskennallisten vaiheiden lisäksi työhön liittyi mittauksia. Tutkimuksen vaiheita on havainnollistettu kuvassa 6.1. Työvaiheet ja -menetelmät käydään yksityiskohtaisesti läpi luvussa 8, jossa pyritään tuomaan esille tarkkuus, jolla kartiopyörien geometriapoikkeamat ja keskinäinen asema kyettiin määrittämään. Luvussa 8.1 käydään läpi geometriapoikkeamien mittaukseen ja mittaustulosten käsittelyyn liittyvät työvaiheet. Luvussa 8.2 käsitellään akseliston muodonmuutosten ja siirtymien laskentaa. Luku 8.3 käsittelee vaihteen kokoonpanossa suoritettuja mittauksia sekä vertailukohteeksi valittujen kosketuskuvioiden taltiointia. Luvussa 9 esitellään tutkimuksen varsinaiset tulokset.



Kuva 6.1. Tutkimuksen työvaiheet

Kosketuskuviot ovat vain osa Becal -laskennan tuloksista, mutta ne valittiin tutkimuksen perustaksi ennen kaikkea siitä syystä, että ne ovat käytännössä helposti taltioitavissa. Esimerkiksi jännitysten käyttäminen vertailun perustana olisi edellyttänyt monimutkaisia venymäliuskamittauksia, joiden luotettava vertailu laskennallisiin tuloksiin on osoittautunut hankalaksi aiemmissä tutkimuksissa [44; 13; 46]. Toisekseen kosketuskuvioiden perusteella voidaan arvioida menetelmän luotettavuutta melko laajasti. Todellisuutta vastaava laskennallinen kuormitettu kosketuskuvio on nimittäin tarkasti mallinnetun hammasgeometrian lisäksi selvä osoitus laskentamenetelmän kyvystä simuloida hampaissa tapahtuvia muodonmuutoksia. Lujuusopin perusteoriasta tiedetään, että jännitykset ja muodonmuutokset ovat lineaarisesti elastisella alueella tietyssä yhteydessä toisiinsa. Näin ollen voidaan päätellä, että ainakin kuorman jakautuminen ja kosketusjännitykset ovat mitä

todennäköisimmin luotettavia, mikäli kosketuskuviot vastaavat todellisuutta. Myös tyvijännitysten luotettavuutta voidaan, ainakin nimellisjännityksen osuudelta, arvioida kosketuskuvioden kautta. Muutkin tulokset, kuten rynnön jäykkyysvaihtelu ja vierintävirhe pohjautuvat pitkälti samoihin laskentavaiheisiin, joiden perusteella kosketuskuviotkin muodostetaan. Yleisesti voidaankin sanoa, että muodonmuutosten laskenta on koko HKA:n kulmakivi ja todellisuutta vastaavat kosketuskuviot siten melko hyvä indikaatio koko menetelmän luotettavuudesta.

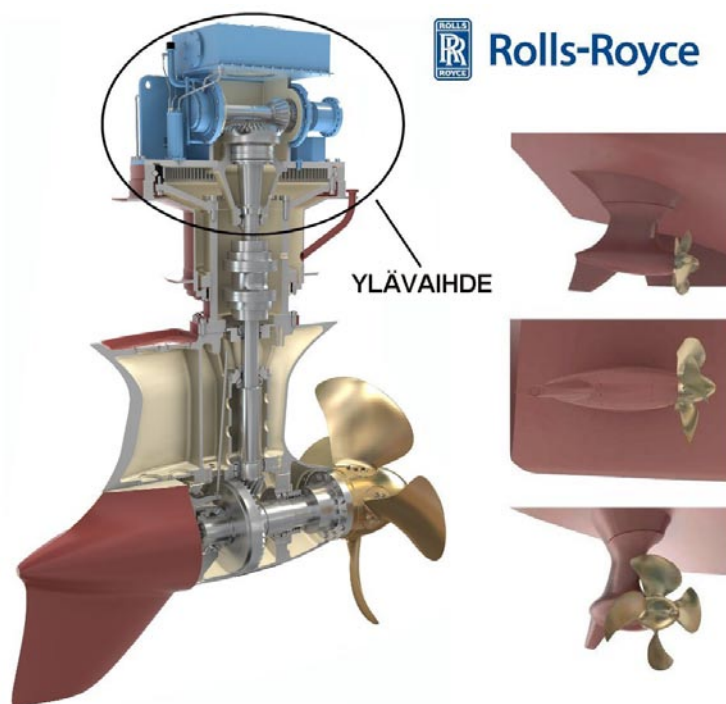
Laskennallisia kosketuskuvioita vertailtiin todellisiin kuvioihin niin kuormitetussa kuin kuormittamattomassakin tilanteessa. Kuormitettu kosketuskuvio edustaa kartiopyörien käyttötilannetta, mutta kuormittamaton kuvio on HKA:n käytännön soveltamisen kannalta aivan yhtä tärkeä tulos (luku 4.2)

Becalissa rynnön simulointi rajoittuu kvasistaattiseen tarkasteluun. Näin ollen tutkimuksessa ei käsitelty lainkaan esimerkkivaihteen dynaamista käyttäytymistä. Tämä oli myös Becalin laskentamenetelmistä riippumaton itsestäänselvyys, sillä todelliset kosketuskuviot taltioitiin niin ikään kvasistaattisissa olosuhteissa. Koska tarkasteltava vaihe oli lisäksi koko ajan samassa lämpötilassa, voitiin myös lämpötilaerojen vaikutus jättää huomiotta.

Tutkimuksessa oli mukana kaksi kartiopyöräparia, jotka olivat kätisyyseroa lukuun ottamatta geometrialtaan identtiset. Pyöräparit kuuluivat konstruktioltaan identtisiin vaihteisiin, joissa akselien pyörimissuunnat olivat vastakkaiset. Oikeankätisen pinionin (ks. kuva 7.3) omaavaa pyöräparia kutsutaan tästä eteenpäin **pyöräpariksi 1**. Toista pyöräparia (pinioni vasenkätinen) kutsutaan vastaavasti **pyöräpariksi 2**. Koska tutkimuksen kulku oli molempien pyöräparien osalta hyvin samanlainen, on osa seuraavissa luvuissa läpi käydyistä työvaiheista esitelty pääasiassa vain pyöräparin 1 osalta. Oleellisimmin pyöräparin 2 olemassaolo tulee esiin luvuissa 9 ja 10, tutkimuksen tuloksia käsiteltäessä.

7. ESIMERKKITAPPAUS

Tutkimuksen esimerkkitapauksena toimi Rolls-Royce OY AB:n valmistama Azipull 120 -potkurilaitteen ylävaihte (kuva 7.1), jossa käytetään ATA:n valmistamia kartiopyöriä.



Kuva 7.1 Rolls-Royce Azipull -potkurilaitte (kuvat koottu lähteestä [60])

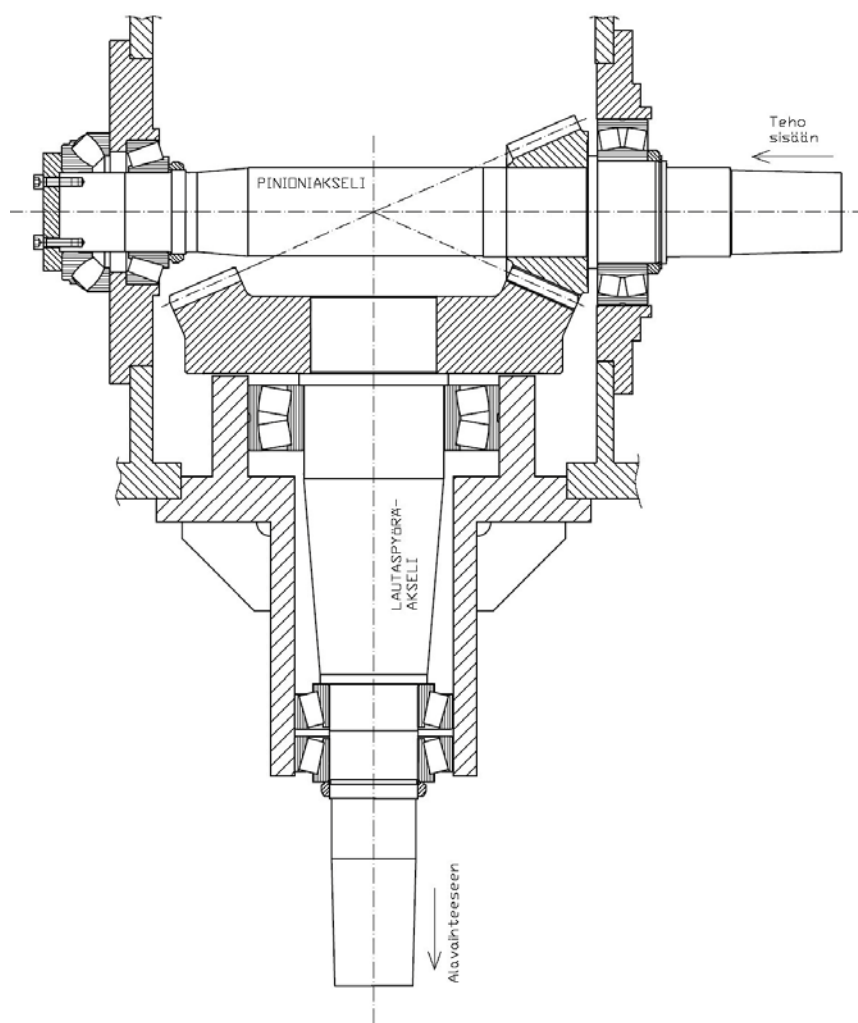
Azipull -potkurilaitte kuuluu Rolls-Royce:n valmistamien azimuth -potkurilaitteiden tuoteperheeseen. Nämä laitteet kykenevät kääntymään 360° pysty akselinsa ympäri (AZImuthing) ja tarjoavat siten työntövoiman lisäksi tehokkaan keinon alukseen ohjaamiseen. Azipull -potkurilaitteen konstruktio eroaa tavallisista azimuth -potkurilaitteista siinä, että potkurin työntövoima vetää (PULLing thruster) alusta perässään, sen sijaan että se perinteiseen tapaan työntäisi sitä edellään. Tällä ratkaisulla saavutetaan tiettyjä etuja liittyen laitteen hydrodynaamiseen hyötysuhteeseen, ohjauskykyyn ja värähtelyominaisuuksiin.

Tässä työssä keskityttiin Azipull -malliston toiseksi suurimman laitteen, eli Azipull 120:n ylävaihteeseen. Kyseisen potkurilaitteen nimellinen tehonsiirtokyky on 3500 kW ja sen yleisimpiin käyttökohteisiin lukeutuvat muun muassa tankkerit, rahtialukset, matkustajalaivat, kuljetuslautat ja offshore -huoltoalukset. Laitteen kokoluokkaa kuvaa hyvin potkurin halkaisija, joka on yli 3 metriä. [60].

Azipull -potkurilaitteen sisäinen tehonsiirtolinja on täysin mekaaninen ja perustuu kahteen kartiopyörävälitykseen, joista käytetään nimityksiä ylä- ja alavaihte. Nimitykset perustuvat siihen, että toinen välitysporras sijaitsee ylhäällä laivan rungon

sisäpuolella ja toinen alhaalla laivan pohjan alapuolella. Tässä tutkimuksessa keskityttiin nimenomaan kuvassa 7.1 ympyröityyn, tehonsiirtolinjan ensimmäiseen välitysportaaseen eli ylävaihteeseen.

Kuvassa on 7.2 on esitetty Azipull 120 -ylävaihteen tehonsiirtolinjan konstruktio pääpiirteissään. Teho tulee sisään vaakatasossa olevan pinioniakselin kautta, jonka nimellinen pyörimisnopeus on 720-1200 rpm. Kartiopyörien rynnön kautta teho siirtyy pystyasennossa olevalle lautaspyöräakselille ja siitä edelleen alavaihteeseen. Itse vaihdelaatikko on hitsattu levyrakenne, johon molemmat akselit on laakeroitu vierintälaakereilla. Pinioniakseli on laakeroitu kartiopyörän puoleisesta päästään pallomaisella rullalaakerilla ja toisesta päästään pallomaisella painerullalaakerilla ja kartiorullalaakerilla. Lautaspyöräakselin laakerointi on toteutettu pallomaisella rullalaakerilla ja kahdella kartiorullalaakerilla.



Kuva 7.2 Azipull 120 -ylävaihteen tehonsiirtolinjan konstruktio

Pallomaisten rullalaakereiden ulkokehät asennetaan laakeripesiinsä liukusovitteella, joten kyseiset laakerit eivät kannata lainkaan aksiaalikuormaa. Pinioniakselin pallomainen painerullalaakeri puolestaan kantaa pääasiassa vain aksiaalikuormaa, koska sitä ei ole tuettu säteissuunnassa. Kyseisen laakerin ulkokehän otsapinnan ja laakeripesän väliin

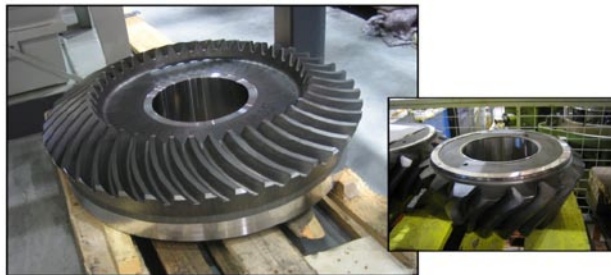
on sijoitettu jouset, joiden tarkoituksena on varmistaa sekä pallomaisen painerullalaakerin että kartiorullalaakerin edellyttämä minimikuormitus kaikissa tilanteissa. Tutkimuksen kohteena oleva potkurilaite on suunniteltu vain yhdensuuntaiseen käyttöön. Toisin sanoen, poikkeustilanteita lukuun ottamatta vain kartiopyörien vetokyljet ovat kuormitettuina. Tällöin hammaskosketuksen aksiaalivoima suuntautuu pinioniakselissa oikealle kuvassa 7.2 kuormittaen pallomaista painerullalaakeria. Lautaspyöräakselilla aksiaalivoima kohdistuu alaspäin, eli kuvassa 7.2 ylimmäinen kartiorullalaakeri kantaa aksiaalikuorman. Täydellä vääntömomentilla hammaskosketuksen kehävoima on suuruudeltaan 172800 N. Pinionin aksiaalivoima (I_p :n säteisvoima) on tällöin 120600 N ja pinionin säteisvoima (I_p :n aksiaalivoima) 26100 N.

Molemmat kartiopyörät kiinnitetään akselilleen lujalla ahdistussoviteella. Vaihteen läpi menevä vääntömomentti välittyy näiden liitosten kautta, joten soviteen on oltava suhteellisen tiukka. Pinionin tapauksessa liitospinta on hyvin lähellä hampaan tyveä, jolloin sovite saattaa aiheuttaa muodonmuutoksia hampaan kyljellä.

Vaihteessa käytettävät kartiopyörät hiiletyskarkaistaan ja hammastusten työstö toteutetaan Klingelnbergin syklopalloidi -vierintäjyrsintämenetelmällä. Kuvassa 7.3 hammaskylkien viimeistelyjyrsintään matkalla olevien pyörien kokoluokkaa kuvaa lautaspyörän 875 mm:n ulkohalkaisija. Taulukossa 7.1 on muutamia perustietoja kyseisten kartiopyörien hammasgeometriasta.

Taulukko 7.1. *Hammasgeometrian perustiedot*

normaalimoduli (m_n)	14,69 mm
ryntökulma (α)	20°
välityssuhde ($i = z_2/z_1$)	2,263 = 43/19
hammasleveys (b)	159 mm
spiraalikulma (β_m)	30°
akselikulma (Σ)	90°



Kuva 7.3 *Pyöräpari 1 matkalla hammaskylkien viimeistelyjyrsintään*

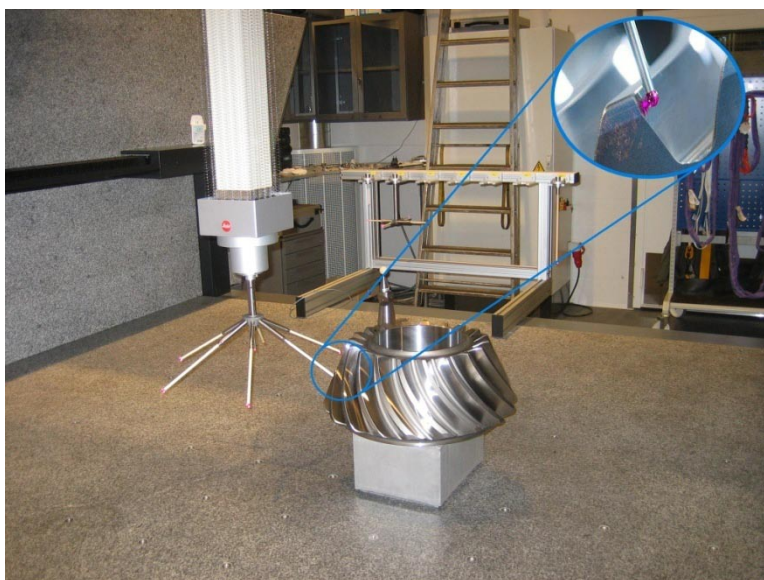
Hammaskyljet viimeistellään karkaisun jälkeen niin kutsutulla HPG -menetelmällä, jossa karkaisun aiheuttamien muodonmuutosten vaikutus eliminoidaan jyskimällä hammaskyljet lopullisiin mittoihinsa CBN -hammastusterillä.

8. TYÖVAIHEET JA -MENETELMÄT

8.1. Hammasgeometrian poikkeamat

8.1.1. Koordinaattimittaus

Tutkimuksessa tarkasteltavien kartiopyöräparien valmistusprosessia seurattiin alusta loppuun saakka. Becal -laskelmien kannalta oleellisin vaihe oli hammaskylkien viimeistelytyöstön jälkeen suoritettu koordinaattimittaus, jonka tarkoituksena oli selvittää kartiopyöräparien muoto-, jako- ja pyörintäpoikkeamat. Se suoritettiin ATA:n Leitz –merkkisellä koordinaattimittakoneella, jolla kartiopyöräparien geometria voidaan mitata muutaman mikrometrin tarkkuudella. Becal -laskelmissa käytettävä hammasgeometria määritellään nimellisen hammasgeometrian ja geometriapoikkeamien summana. Nimellisen hammasgeometrian laskenta tapahtuu Becalissa sisäisesti. Tätä varten tarvittiin hammastusparametrit sisältävä tiedosto, joka tässä tapauksessa luotiin ATA:lla käytössä olevalla Klingelnbergin Kimos 5 -laskentaohjelmalla. Tässä luvussa käsitellään mittausmenetelmän lisäksi tapaa, jolla mittaustuloksia hyödynnettiin Becal -laskelmissa.



Kuva 8.1.1.1 Pyöräparin 2 pinioni koordinaattimittakoneessa

Hammaspyöräparien koordinaattimittauksessa mitataan hammaskyljen yksittäisten pisteiden koordinaatteja tietyssä koordinaatistossa. Mittauksessa tarvitaan mittauspisteiden koordinaattien lisäksi pinnan normaalivektorit, joiden suunnassa mitattavia pisteitä lähestytään pallomaisella mittakärjellä (kuva 8.1.1.1). Koordinaatisto

asemoidaan suhteessa mitattavaan hammaspyörään käyttäen tarkkamittaisia referenssipintoja, kuten hiottuja lieriö- ja tasopintoja. Mitattuja koordinaatteja verrataan nimellisiin koordinaatteihin normaalivektoreiden määrittelemässä suunnassa, jolloin saadaan selville pinnan muotopoikkeama kussakin pisteessä.

Myös nimelliskoordinaatit ja normaalivektorit laskettiin Kimos 5 ohjelmalla. Ne määriteltiin koordinaatistossa, jonka origo edusti kartiopyörän jakokartion kärkipistettä. Mittauskoordinaatiston sijainti ja suunta määritettiin kartiopyörän keskireiän ja taustapinnan perusteella, sillä näiden pintojen mukaan kartiopyörät asemoituvat käyttökohteessaankin. Origo sijoitettiin keskireiän (lieriömuoto) määrittelemälle akselilinjalle, tietylle etäisyydelle pyörän taustapinnasta. Tätä etäisyyttä kutsutaan tästä eteenpäin *mittausasennusmitaksi*, joka on syytä erottaa varsinaisesta *asennusmitasta* (kuva 8.3.5). Valmistusteknisistä syistä johtuen mittausasennusmitan arvo yleensä poikkeaa jonkin verran nimellisestä asennusmitasta. Mittausasennusmitan valinnalla on merkittävä vaikutus etenkin muotopoikkeamien mittaustuloksiin, koska se määrää todellisen geometrian sijainnin suhteessa nimelliseen geometriaan. Tämän tutkimuksen kannalta mittausasennusmitan arvolla ei kuitenkaan ollut suurta merkitystä, koska poikkeamien suuruuden selvittämistä tärkeämpää oli kuvata kartiopyörien todellinen hammasgeometria mahdollisimman tarkasti. Hammaskosketusanalyysissä sama laskennallinen geometria voidaan määritellä merkittävästikin toisistaan poikkeavilla mittausasennusmitoilla. Mittausasennusmitan valintaa rajoittaa ainoastaan se, että liiaksi nimellisestä asennusmitasta poikkeavan arvon seurauksena mittapää ei enää lähesty pintaa riittävän tarkasti sen normaalisuunnassa, jolloin tulokset vääristyvät.

Muotopoikkeamien mittaus:

Tässä tapauksessa muotopoikkeamat mitattiin kutakin kartiopyörää kohden neljästä hampaasta 90° jaolla. Mittauksessa käytettiin 15×15 -mittauspisteverkkoa, eli yhtä hammaskylkeä kohden mitattiin 225 pistettä. Yksittäisten hampaiden muotopoikkeamien lisäksi mittauksesta saatiin tuloksena myös keskimääräiset poikkeamat. Koska kartiopyörät oli viimeistely HPG -menetelmällä, olivat muotopoikkeamat eri hammaskylkien välillä yhdenmukaisia sellaisella tarkkuudella, että keskimääräiset muotopoikkeamat edustivat hyvin koko hammaspyörää. Vaihtelu muotopoikkeamien suuruudessa eri hampaiden välillä oli maksimissaan vain noin $\pm 8 \mu\text{m}$. Becal -laskelmissa hyödynnettiin keskimääräisten muotopoikkeamien mittaustuloksia, jotka löytyvät molempien pyöräparien osalta liitteistä 1 ja 3.

Mittaustulosten mukaan muotopoikkeamien maksimiarvot olivat hammaskylkien reuna-alueilla esiintyviä piikkejä lukuun ottamatta välillä $80 - 130 \mu\text{m}$. Vaikka muotopoikkeamien suuruus ja niiden lähde eivät olleet oleellisia tämän tutkimuksen kannalta, on syytä huomauttaa että varsinaisen valmistusepä-tarkkuuden osuus muotopoikkeamissa oli hyvin pieni. Sen sijaan mittauksissa näkyvät muotopoikkeamat edustivat suurimmaksi osaksi tyypillisiä, HPG -viimeistelyihin kartiopyöriin tarkoituksella tehtäviä korjauksia. Kyseisiä korjauksia tehdään halutunlaisen kosketuskuvion aikaansaamiseksi ja ne johtavat hieman nimellisestä poikkeavaan

hammasgeometriaan. Koska muoto poikkeamien mittausta perustuu nimelliseen geometriaan, näkyvät näiden korjausten vaikutukset mittaustuloksissa melko suurina muoto poikkeamina, vaikka ne eivät varsinaisia muoto poikkeamia edustakaan. Normaalit pituus- ja korkeussuuntaiset helpotukset eivät lukeudu edellä mainittuihin korjauksiin, vaan ne on laskettu mukaan nimellisgeometriaan ja eivät siten näy mittaustuloksissa.

Kuten tuloksista nähdään, koordinaattimittauksessa mitattiin myös pakkikytkien muoto poikkeamat. Niitä ei kuitenkaan hyödynnetty tässä tutkimuksessa, koska potkurilaitteen käyttötavasta johtuen niin kuormitetut kuin kuormittamattomatkin kosketuskuviot tarkastettiin ja säädettiin ainoastaan vetokytkien osalta.

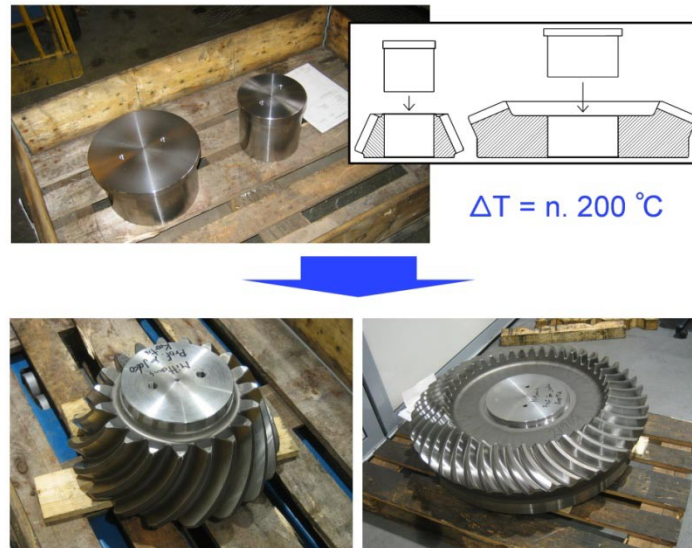
Mitatut muoto poikkeamat tallentuivat numeerisessa muodossa mittaushjelmiston luomiin tulostiedostoihin. Mittaustuloksista nähdään, että mittaushjelmisto normeeraa muoto poikkeamien arvot siten, että poikkeama mittauspisteverkon keskikohdassa on nolla. Tästä syystä muoto poikkeamien perusteella ei voida arvioida poikkeamia hampaan vahvuudessa, vaan tulokset kuvaavat nimensä mukaisesti ainoastaan hammaskyljen **muotoa**. Tieto hampaan keskimääräisestä mitatusta vahvuudesta tallentuu edellä mainittuihin tulostiedostoihin, mutta sitä ei voida huomioda Becalissa. Tämän seikan merkitystä käsitellään tulosten tarkastelun yhteydessä.

Jako- ja pyörintäpoikkeamien mittausta:

Tarkastelun kohteena olevilta kartiopyöräpareilta edellytetty DIN 3965 standardin [61] mukainen tarkkuusluokka 6 asettaa tietyt vaatimukset jako- ja pyörintäpoikkeamille. Nämä vaatimukset ovat suhteellisen helposti saavutettavissa tässä tapauksessa hyödynnetyn HPG -viimeistelyn avulla. Koordinaattimittauksessa kävi ilmi, että jako- ja pyörintäpoikkeamat olivat osittain jopa huomattavasti vähäisempiä kuin mitä laatuluokka edellytti. Mittaustulokset molempien pyöräparien osalta löytyvät liitteestä 2.

Kartiopyörien ja akselien välisten ahdistusovitteiden vaikutus:

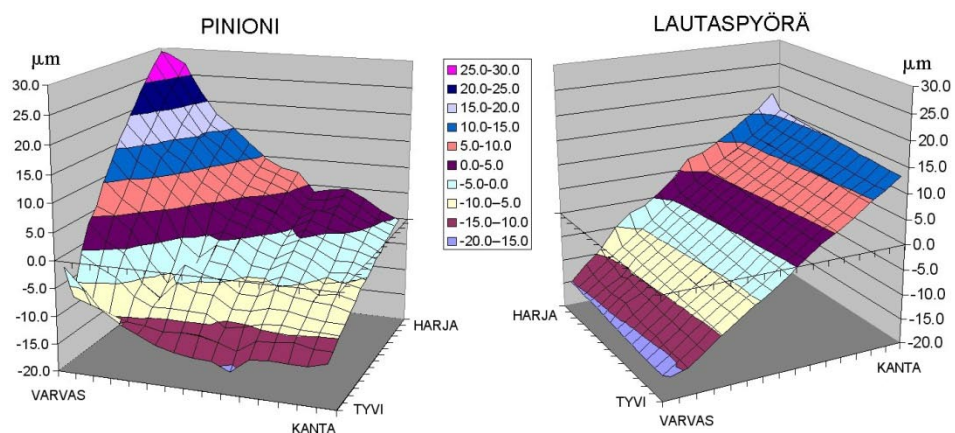
Tässä tapauksessa lopulliseen geometriaan vaikuttaa myös kartiopyörän ja akselin välinen luja ahdistusovite. Sen vaikutus selvitettiin pyöräparin 1 koordinaattimittauksessa niin pinonin kuin lautaspyöränkin osalta. Selvitys vaikutti tarpeelliselta etenkin pinionin tapauksessa, jossa hammas on melko lähellä kartiopyörän keskireikää etenkin varpaalla. Koordinaattimittaus toistettiin tavallisen mittauksen jälkeen siten, että kartiopyörät olivat liitettyinä akselilleen. Mittakoneen rajoituksista ja aikataulullisista syistä johtuen kartiopyöriä ei voitu asentaa varsinaisille, puolitoistametrisille akselilleen. Sen sijaan valmistettiin kuvan 8.1.1.2 mukaiset, halkaisijatoleransseiltaan varsinaisia akselita vastaavat "akselitumpit", joille kartiopyörät liitettiin noin 200 °C:n lämpötilaeron avulla. Mittausten jälkeen liitokset purettiin sorvaamalla.



Kuva 8.1.1.2 Ahdistusovitteen vaikutuksen selvittäminen

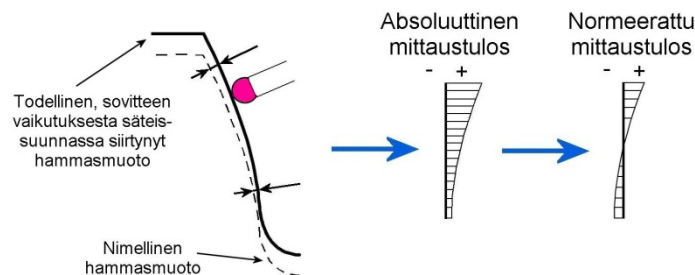
Ensimmäisistä mittauksista poiketen koordinaatiston suuntauksessa käytettiin pyörien ulkokehälle koneistettuja mittauspintoja. Tulosten luotettavuuden vuoksi näiden mittauspintojen käyttökelpoisuus varmistettiin ensimmäisissä mittauksissa. Mittausten perusteella kartiopyörien keskireikien ja edellä mainittujen mittauspintojen samankeskisyys oli muutaman mikrometrin luokkaa. Taustapintojen ja reikien kohtisuoruus todettiin puolestaan olevan parin tuhannesosa-asteen luokkaa. Näin ollen suuntaukseen käytetyistä referenssipinnoista riippumatta saavutettiin molemmissa mittauksissa tarkasti yhdenmukainen mittauskoordinaatiston asema. Tämä oli odotettavissa, koska keskireikä, taustapinta ja ulkokehän mittauspinta hiotaan (lautaspyörän tapauksessa sorvataan) samassa kiinnityksessä.

Ahdistusovitteiden vaikutus vetokylkien muotopoikkeamien mittaustuloksiin on esitetty kuvassa 8.1.1.3. Pintakuvaajat edustavat akseleilleen sovitettujen pyörien mittaustuloksia, joista on vähennetty tavalliseen tapaan mitatut muotopoikkeamat. Näin saatiin esille ahdistusovitteiden vaikutus mittaustuloksiin.



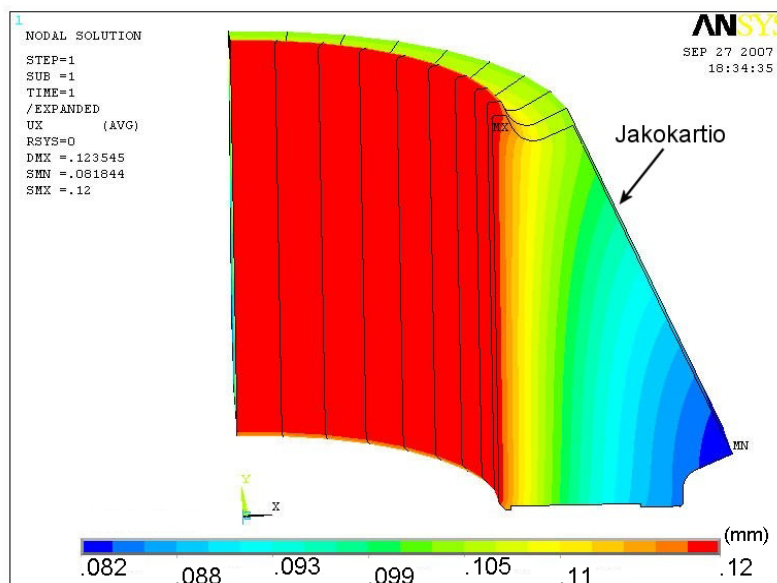
Kuva 8.1.1.3 Ahdistusovitteiden vaikutus pinionin ja lautaspyörän vetokylkien muotopoikkeamien mittaustuloksiin

On korostettava, että kuvaajat eivät suoraan edusta hammaskyljen muodonmuutosta. Itse asiassa pintakuvaajissa näkyvä muutos aiheutuu pääasiassa hampaan säteissuuntaisesta siirtymisestä "jäykkänä kappaleena", varsinaisen muodonmuutoksen pysyessä hyvin vähäisenä. Tämä seikka yhdistettynä mittaushjelmiston suorittamaan muotopoikkeama-arvojen normeeraukseen selittää kuvaajissa nähtävät, äkkiseltään epäloogiset, vaikutukset. Esimerkiksi pinionin osalta on selvää, että ahdistusovite aiheuttaa hampaan tyvialueen "laajenemista" suhteessa harjaan. Pinionin pintakuvaajan (kuva 8.1.1.3) perusteella tilanne vaikuttaa kuitenkin juuri päinvastaiselta, koska pienestä kartiokulmasta johtuen hampaan säteissiirtymä vaikuttaa voimakkaasti mittaustuloksiin hampaan korkeussuunnassa (kuva 8.1.1.4). Normeerauksesta johtuen muutos saa jopa negatiivisia arvoja.



Kuva 8.1.1.4 Ahdistusovitteesta johtuvan säteissiirtymän vaikutus pinionihammastuksen korkeussuuntaiseen muotopoikkeamaan

Lautaspyörän pintakuvaajassa (kuva 8.1.1.3) korkeussuuntaiset käyrät ovat melko suoria ja muutos pysyy samansuuruisena tyveltä harjalle. Tämä tarkoittaa, että hammastus ei siirry kartiopyörän akselin suunnassa juuri lainkaan. Aksiaalsiirtymä nimittäin aiheuttaisi lautaspyörän mittaustuloksiin vastaavanlaisen muutoksen kuin säteissiirtymä pinionin tapauksessa. Pinionin pintakuvaajasta nähdään myös, että korkeussuuntaisten käyrien kaltevuus kasvaa varvasta kohti mentäessä. Tämä viittaa siihen, että hampaan säteissiirtymä on siellä suurinta. Tämä päätelmä verifioitiin aksisymmetrisellä FE -mallilla (kuva 8.1.1.5)



Kuva 8.1.1.5 Ahdistusovitteesta aiheutuva säteissiirtymä pinionissa

Muutokset hampaan pituussuunnan mittaustuloksissa (kuva 8.1.1.3) voidaan perustella täsmälleen samalla tavalla kuin korkeussuunnan muutokset. Tällöin vain käsitellään hampaan pituussuuntaista muotoa. Pinionin vetokylki on kovera, jolloin hampaan siirtyminen säteissuunnassa ulommaksi aiheuttaa mittaustuloksiin juuri kuvaajan mukaisen muutoksen, eli varpaalla hampaan vahvuus näyttäisi kasvavan suhteessa kantaan. Vastaava vaikutus näkyy lautaspyörässä päinvastaisena ja voimakkaampana, koska vetokylki on kupera ja kartiokulma suurempi.

Hammaskyljen varsinaisen muodonmuutoksen selvittämiseksi olisi tuloksista vähennettävä jäykän kappaleen liikkeen vaikutus. Tämän tutkimuksen tavoitteiden kannalta se ei kuitenkaan ollut tarpeen. Sovitteen vaikutus mittaustuloksiinkin selvitettiin vain siitä syystä, että se voitiin mitata vain pyöräparin 1 osalta. Kun muutos tunnettiin, voitiin sitä käyttää myös pyöräparin 2 tapauksessa, koska se on geometrialtaan peilikuva pyöräparista 1. Varsinaiset muoto poikkeamien mittaustulokset akseleilleen sovitettujen pyörien koordinaattimittauksesta löytyvät liitteestä 3.

Muut koordinaattimittauksessa suoritettut mittaukset:

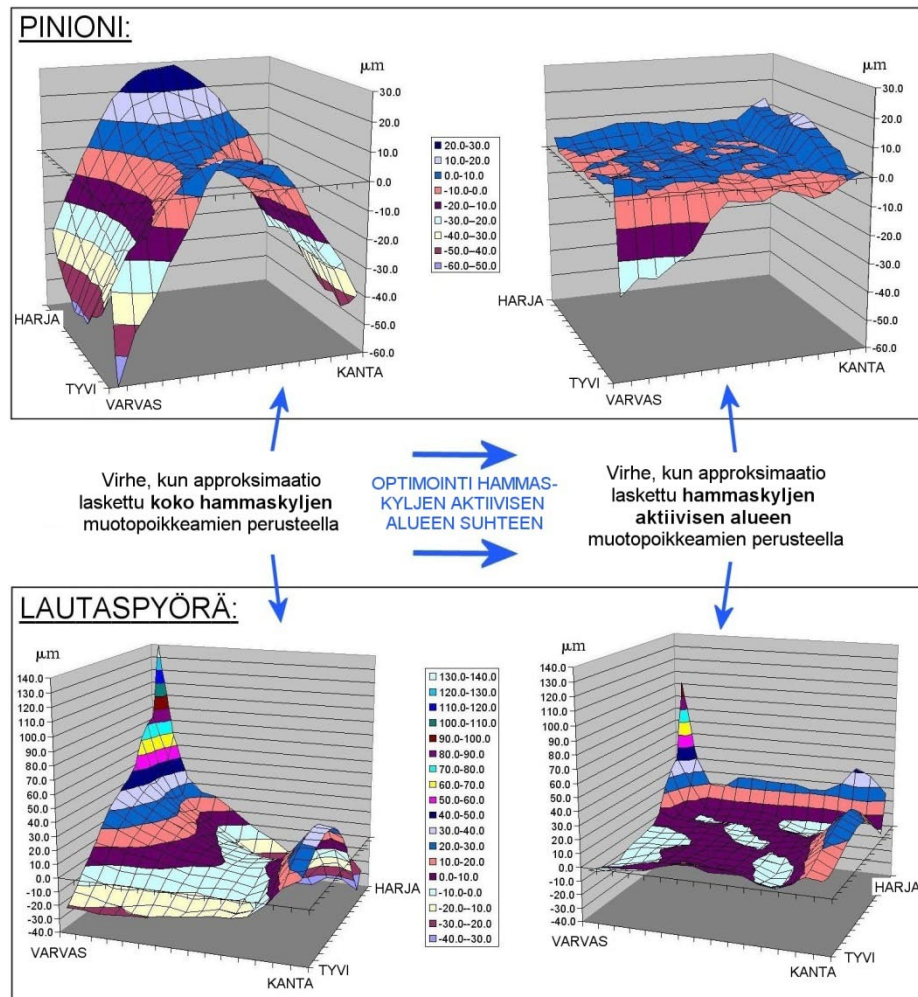
Kartiopyöriin tehtiin valmistuksen yhteydessä muutamia ylimääräisiä mittauspintoja, jotka myöhemmin mahdollistivat kartiopyörien keskinäisen aseman tarkan mittaamisen vaihteiden kokoonpanossa. Koordinaattimittauksessa suoritettiin kyseisiin mittauspintoihin liittyen myös tiettyjä tarkastusmittauksia, joilla varmistettiin pintojen käyttökelpoisuus referenssipintoina. Mittauspintojen sijainnit ja niiden käyttötarkoitukset käydään läpi vaihteiden kokoonpanoa käsittelevässä luvussa 8.3.

8.1.2. Mittaustulosten hyödyntäminen

Muotopoikkeamat:

Becalissa ei ole mahdollista kuvata muotopoikkeamia suoraan "raakaa" koordinaattimittaustietoa hyödyntäen. Mitatut muotopoikkeamat oli ensin muunnettava luvussa 5.2.2 määriteltyyn muotoon käyttäen mittausdatan sisältäviä tulostiedostoja sekä ATA:lla käytössä olevaa laskentapohjaa. Excel-ohjelmaan luodun laskentapohjan avulla mitattuja muotopoikkeamia approksimoitiin toisen asteen pintafunktiolla, joka sovitettiin vastaamaan mahdollisimman tarkasti mittaustuloksia. Sovitus tapahtui pienimmän neliösumman menetelmällä optimoimalla pintafunktion parametrit siten, että approksimaatiosta aiheutuva virhe mitattuihin muotopoikkeamiin nähden minimoitui. Toisen asteen pintafunktion kyky kuvata mielivaltaisia mittaustuloksia on luonnollisesti rajallinen, eli mitä monimutkaisemman pinnan mitatut muotopoikkeamat muodostavat, sitä huonommin approksimaatiolla kyetään kuvaamaan todellisuutta. Mittaustuloksista (liitteet 1 ja 3) nähdään, että muotopoikkeamapinnat olivat tässä tapauksessa perusmuodoltaan suhteellisen yksinkertaisia, eli niissä ei esiintynyt esimerkiksi merkittävää aaltoilua.

Yksinkertaisesta perusmuodostaan huolimatta oli muotopoikkeamapinnoissa kuitenkin nähtävissä selviä epäjatkuvuuksia mittausalueen reunoilla, tarkemmin sanottuna pinionin varpaalla hampaan tyvellä ja lautaspyörän tapauksessa koko hampaan harjalla. Nämä muotopoikkeamapinnan perusmuodosta selkeästi poikkeavat piikit johtuivat siitä, että mittauspisteverkko yletyi jostain syystä hampaan harjaviisteen ja tyvipyöristykseen alueelle. Näissä kohdissa mittaustulokset eivät siis edustaneet hampaan varsinaisen kylkipinnan mittausta ja laskennassa huomioon otettuna ne olisivat merkittävästi kasvattaneet approksimaation virhettä. Hammaskylkien reuna-alueet eivät ole oleellisia hammaskosketuksen kannalta, koska niiden ei normaaliolosuhteissa pitäisi osallistua ryntöön. Muotopoikkeamien approksimaatiossa oleellista on siis saavuttaa hyvä vastaavuus hammaskyljen aktiivisella alueella. Tällöin reuna-alueiden muotopoikkeamat ovat toissijaisia riippumatta siitä, ovatko ne valmistuksen epätarkkuuksista vai tässäkin tapauksessa vastaan tulleista, mittausteknisistä syistä johtuvia. Approksimaatioiden parametrit laskettiin siten, että hammaskyljen kaikilta reunoilta jätettiin kaksi ulointa mittauspisteriviä laskennan ulkopuolelle. Kuten kuvasta 8.1.2.1 käy ilmi, saatiin näin menettelemällä approksimaatiot vastaamaan aktiivisen hammaskyljen osalta mitattuja pintoja huomattavasti paremmin kuin tavallisella, koko hammaskyljen mittaustuloksiin perustuvalla tavalla.



Kuva 8.1.2.1 Muotopoikkeamien approksimaatiosta aiheutuva virhe (pyöräpari 1)

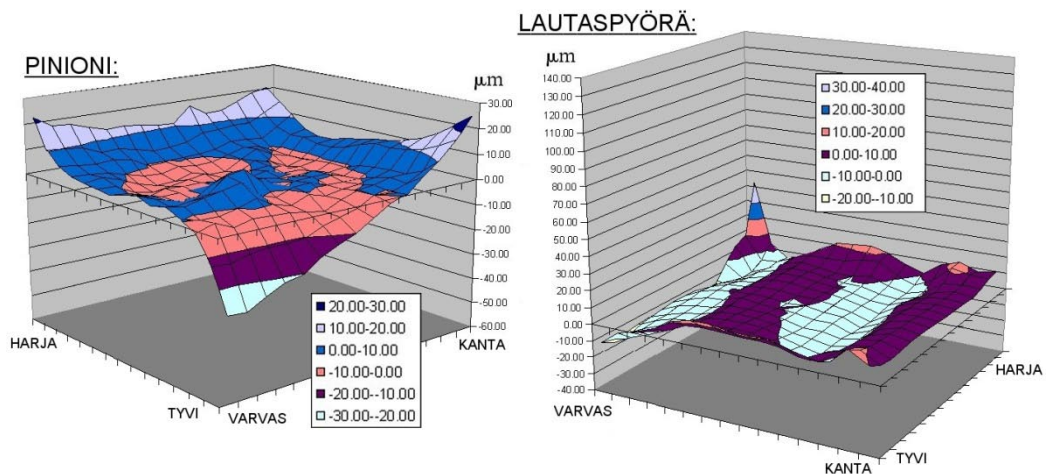
Vasemmanpuoleiset pintakuvaajat kuvassa 8.1.2.1 edustavat eroa approksimaation ja mitattujen muotopoikkeamien välillä (approksimoitu miinus mitattu) silloin, kun approksimaation parametrit on laskettu koko hammaskyljen mittaustulosten perusteella. Oikeanpuoleisissa pintakuvaajissa nähdään sama ero silloin, kun parametrien laskennassa on käytetty ainoastaan hammaskyljen aktiivisen alueen (ilman reuna-alueita) mittaustuloksia. Tällöin approksimaation virhe mittaustuloksiin nähden oli hampaan aktiivisella osalla vain noin $\pm 5 \mu\text{m}$. Kuten kuvaajista nähdään, jäi molempien hammaskylkien approksimaatioihin pieni kohouma lähelle kantaa. Tämä on merkki siitä, että kyseisissä kohdissa on hammaskyljen muusta geometriasta poikkeava kuoppa todellisessa pinnassa. Näin voidaan päätellä, koska approksimoitu muotopoikkeamapinta on hammaskyljen nimellisen geometrian tapaan muodoltaan jatkuva. Koska approksimaatio pystyttiin näitä kohtia lukuun ottamatta sovittamaan mitattuun pintaan käytännössä täydellisesti, edustavat kyseiset kuopat valmistuksen epätarkkuutta. Ilmiö on ennestään tuttu ja johtuu ilmeisesti hammastusterän äkillisestä kuormittumisesta leikkuun alkuvaiheessa (leikkuu alkaa tässä tapauksessa kannan puolelta). Kuormittamattomat kosketuskuviot eivät ylety kyseiselle alueelle, joten niiden osalta approksimaatio kuvaa mitattua pintaa erittäin tarkasti. Sen sijaan

kuormitetut kosketuskuviot mahdollisesti leviävät edellä mainittujen kuoppien alueelle, jolloin approksimaation vastaavuus on hieman heikompi. Kyseisen seikan merkitystä pohditaan tarkemmin tulosten tarkastelun yhteydessä. Becal -laskelmissa käytetyt muoto-poikkeamaparametrit on listattu taulukossa 8.1.2.1.

Taulukko 8.1.2.1. Becal -laskelmissa käytetyt, vetokylkien muoto-poikkeamia edustavat parametrit

	Pyöräpari 1		Pyöräpari 2	
	pinioni	lautaspyörä	pinioni	lautaspyörä
Heightwise crown (f_{cp})	-12,4	31,2	-28,3	7,7
Lengthwise crown (f_{cb})	-54,2	21,2	-41,4	2,8
Twist (f_v)	1,5	8,3	1,9	12,8
Spiral angle ($f_{h\beta}$)	-167,6	169,5	-281,8	261,6
Pressure angle ($f_{h\alpha}$)	17,2	-28,6	-27,9	-27,0

Edellä olevien muoto-poikkeamaparametrien laskennassa käytettiin akseleilleen sovitettujen kartiopyörien mittaustuloksia. Pyöräparin 2 tapauksessa ahdistussoviteen vaikutus huomioitiin pyöräparin 1 mittausten perusteella. Myös pyöräparin 2 osalta approksimaation parametrit optimoitiin hammaskyljen aktiivisen alueen suhteen. Kuvassa 8.1.2.2 nähtävä ero lopullisen approksimaation ja mitattujen muoto-poikkeamien välillä oli pyöräparin 2 osalta suuruudeltaan samaa luokkaa kuin pyöräparissa 1. Kuvaajissa on käytetty vertailun helpottamiseksi samaa asteikkoa kuin edellä kuvassa 8.1.2.1.



Kuva 8.1.2.2 Muoto-poikkeamien approksimaatiosta aiheutuva virhe (pyöräpari 2)

Jako- ja pyörintäpoikkeamat:

Jakopoikkeamien mittaustuloksia (yksittäisjakopoikkemat f_p , liite 2) voidaan hyödyntää Becalissa sellaisenaan, mutta ainoastaan viiden hampaan osalta. Mitattuja pyörintäpoikkeamia (f_r , liite 2) ei voida tavallisin keinoin ottaa huomioon lainkaan. Nämä rajoitukset ovat ongelmallisia varsinkin tällaisessa tapauksessa, jossa pyritään saavuttamaan paras mahdollinen vastaavuus laskennallisen ja todellisen kosketuskuvion

välille. Jako- ja pyörintäpoikkeamien vaikutusta kosketuskuvioihin pyrittiinkin simuloimaan suorittamalla Becalilla useita, erilaisiin lähtöarvoihin perustuvia testilaskelmia, joiden tarkoituksena oli kiertää nämä rajoitukset. Näitä laskelmia käsitellään tarkemmin tulosten tarkastelun yhteydessä luvussa 9.

Hammasvahvuuden poikkeamat:

Kuten aiemmin todettiin, hammasvahvuuden poikkeamia ei voida ottaa huomioon Becalissa. Koordinaattimittauksen tulostiedostoihin tallentuneiden keskimääräisten hammasvahvuuksien mukaan pyöräparin 1 pinionin hampaat olivat noin 0,7 mm nimellistä vahvempia ja lautaspyörän hampaat noin 0,4 mm nimellistä ohuempia. Pyöräparin 2 osalta arvot olivat +0,3 mm ja -0,25 mm. On syytä huomauttaa, että kyseiset poikkeamat eivät kuvaa valmistuksen epätarkkuutta, vaan ovat tyypillinen, HPG -viimeistelyihin kartiopyöriin liittyvä valmistustekninen ominaisuus. Pyöräparin 1 arvot ovat peräisin mittauksesta, jossa kartiopyörät olivat akseleilleen sovitettuina, joten niissä on mukana myös soviteen vaikutuksesta aiheutuva hampaan vahvuuden kasvu. Se oli suuruudeltaan vain noin 0,02 - 0,07 mm, ja siten merkitykseltään toisarvoinen. Kuormittamattomien kosketuskuvioiden kannalta ei todellisuudesta poikkeavilla hammasvahvuuksilla ole merkitystä, koska vain toisen puolen (tässä tapauksessa vetopuolen) hammaskyljet ovat kontaktissa ja jakopoikkeamat määrittelevät niiden peräkkäiset sijainnit toistensa suhteen. Sen sijaan kuormitettuihin kosketuskuvioihin tällä seikalla saattaa olla vaikutusta, koska hampaan vahvuus vaikuttaa hampaan jäykkyyteen ja edelleen kuorman jakautumisen kautta kosketuskuvioihin. Myös tämän asian merkitystä käsitellään tarkemmin tulosten tarkastelun yhteydessä.

8.2. Kartiopyörien keskinäisen aseman muutos kuorman alla

8.2.1. Akseliston muodonmuutosten ja siirtymien määrittäminen

Kartiopyörien keskinäisen aseman muutos kuorman alla laskettiin Becalin sisäisen menetelmän lisäksi vaihtoehtoisella menetelmällä, joka perustui SKF Bearel laskentaohjelmaan. Tähän päädyttiin ensinnäkin siitä syystä, että aikaisempien kokemusten perusteella Becalin sisäisen menetelmän tiedettiin sisältävän rajoituksia ja epätarkkuuksia, joiden vaikutus rynnön simuloinnin luotettavuuden arviointiin haluttiin eliminoida. Lisäksi Becalin sisäistä menetelmää haluttiin vertailla toiseen menetelmään niin käytettävyyden kuin luotettavuudenkin osalta.

Laakerointien suunnitteluun tarkoitettu SKF Bearel -ohjelma perustuu Becalin sisäisen akselilaskennan tavoin palkin kimmoviivan differentiaaliyhtälön ratkaisemiseen. Lukuun 4.3.2 viitaten voidaan todeta, että kimmoviivan ratkaisemiseen perustuvan akselilaskentamenetelmän tarkkuus riippuu pitkälti siitä, miten todenmukaisesti laakereiden epälineaariset jäykkyydet kyetään mallintamaan. Ottaen huomioon SKF:n tieteelliset meriitit laakeri- ja akselilaskennan alueella, on syytä

olettaa että laakereiden reaktiovoimien ja -momenttien laskenta perustuu kutakuinkin luotettavimpiin saatavilla oleviin laskenta-algoritmeihin ja laakeritietoihin. Tarkasteltavassa vaihteessa käytettiin SKF:n ja FAG:n laakereita, jotka ovat standardikomponentteina geometrialtaan yhtenevät sillä tarkkuudella jolla se on siirtymiin keskittyvässä laskennassa oleellista.

Seuraavissa kappaleissa käydään läpi akselilaskennan toteutus keskittyen Bearel -laskentamalleihin. Becalin sisäistä menetelmää käsitellään lähinnä eroavaisuuksien osalta. Aluksi esitellään tapa, jolla Bearel -laskentamallit rakennettiin. Tämän jälkeen esitellään laskentamallien tulokset, sekä sellaiset kartiopyörien siirtymiin vaikuttavat tekijät joita ei voitu sisällyttää Bearel -laskentamalleihin. Luvussa 8.2.2 esitellään laskentamenetelmä, jolla asemapoikkeama-arvot lopulta johdettiin akselilaskennan tuloksista.

Vaihteen laakerointitavasta yleisesti:

Tarkasteltavassa vaihteessa sekä pinioni- että lautaspyöräakseli on laakeroitu kolmella laakerilla, joista jokaisen katsottiin kantavan ainakin jonkin verran säteissuuntaista kuormaa. Tuentaa tarkasteltiin siis hyperstaattisena kummankin akselin osalta. Pinioniakselia olisi voitu käsitellä isostaattisesti tuettuna, jos olisi ollut varmaa että pallomainen painerullalaakeri (kuva 7.2) kantaa vain puhdasta aksiaalikuormaa. Huolimatta siitä, että kyseistä laakeria ei ole tuettu vaihdekoteloon säteissuunnassa, sen katsottiin kantavan myös jonkin verran säteiskuormaa. Tämän mahdollistaa laakerin ulkokehän otsapinnan ja laakeripesän välinen kitka yhdistettynä laakeriin kohdistuvaan suuren aksiaalivoimaan. Säteisreaktiovoima on todennäköisesti pieni muihin laakereihin verrattuna, mutta pinioniakseli mallinnettiin silti hyperstaattisena jotta laskentamalli kuvaisi mahdollisimman hyvin todellisuutta.

Vaihteen molemmilla akseleilla olevien, nollasta poikkeavan painekulman omaavien laakereiden keskinäiset vaikutussuhteet lisäävät omalta osaltaan systeemin monimutkaisuutta akselilaskennan kannalta. Bearel kykenee käsittelemään tällaista laakerointisysteemiä suhteellisen hyvin verrattuna Becalin sisäiseen akselilaskentaan. Becalin sisäisessä menetelmässä esiintyy tällaisissa tapauksissa usein laskennallista epätasapainoa, jolloin tulokset ovat selkeästi virheellisiä tai yhtälöt eivät ratkea lainkaan. Esimerkki mainittakoon liitteen 8 taipumakuvaajat, joissa laakereiden kohdalla nähdään selkeitä epäjatkuvuutta. Nämä eivät ole vain graaafisia virheitä vaan ovat todella mukana kimmoviivan ratkaisussa (taipuma-arvoissa). Epäjatkuvuuksista ei yleensä ole haittaa jos ne eivät osu kartiopyörien kohdalle, mutta joskus epäjatkuvuudet kasvavat niin suuriksi että koko laskenta jää ratkeamatta. Tässä tapauksessa saatiin tietyn edellytyksin luotua vaihteen akselistoa kuvaava Umfeld -tiedosto (LIITE 7), joka johti järkeviin tuloksiin. Mainittakoon, että mallin laskenta-aika oli monikymmenkertainen Bearel -laskelmaan verrattuna ja tiettyjen konstruktioparametrien (esim. laakereiden esijännitys) vähäinenkin variointi saattoi johtaa edellä mainittuihin epätasapainotilanteisiin.

Vaihdekotelon muodonmuutokset:

Vaihdekotelon muodonmuutokset otettiin akselilaskennassa huomioon Rolls-Royce:n suorittaman FEM -analyysin tulosten perusteella. Tämän tutkimuksen puitteissa ei ollut mahdollisuutta käyttää FEM -mallissa akselilaskennan tuloksena saatuja laakerireaktioita. Sen sijaan kuhunkin laakeripesään kohdistettiin vakiosuuruinen säteis- ja/tai aksiaalisuuntainen testikuorma. Systemin lineaarisuudesta johtuen mallin tulosten perusteella voidaan tietyllä tarkkuudella määrittää myös muunlaisten laakerireaktioiden aiheuttamat siirtymät. Tarkalleen ottaen tämä pätee kuitenkin vain, jos laakerireaktiot voidaan määritellä kertomalla kaikki FEM -mallin testikuormitukset yhdellä kertoimella. Akselilaskennassa käytettyihin laakeripesien siirtymiin sisältyi siis jonkin verran virhettä, koska ne laskettiin yksinkertaisesti jakamalla akselilaskennasta saatu laakerireaktio FEM -mallista peräisin olevalla jäykkyydellä. FEM mallin puutteiden merkitystä ei voitu arvioida tämän tutkimuksen puitteissa.

FEM -mallin kuormituksia voidaan pitää varsinaisiin laakerireaktioihin verrattuna muiltakin osin yksinkertaistettuina. Lautaspyöräakselilla olevien kahden kartiorullalaakerin kuormitukset oli määritelty FEM -mallissa yhtenä yhdistettynä kuormituksena. Tällä tavalla mallinnettuna laakereiden keskinäisestä vuorovaikutuksesta aiheutuvan taivutusmomentin vaikutus kotelon muodonmuutoksiin jäi huomiotta. Akselilaskennan tuloksista kävi kuitenkin myöhemmin ilmi, että akselin kääntymä kartiorullalaakereiden kohdalla oli hyvin pieni. Tämän seurauksena kartiorullalaakereiden reaktiovoimat olivat samansuuntaisia, jolloin niiden nettosuuruuden ja FEM -mallista saadun jäykkyyden perusteella laskettu laakeripesän säteis-suuntainen siirtymä kuvasi varsin hyvin todellista tilannetta. Samaa siirtymäarvoa käytettiin akselilaskentamallissa molempien kartiorullalaakereiden kohdalla. Myös pinioniakselin pallomaisen painerullalaakerin ja kartiorullalaakerin yhteisvaikutuksesta aiheutuva taivutusmomentti jäi huomioimatta kotelon siirtymäarvoissa. Sen merkitys todettiin kuitenkin vähäiseksi, koska pallomaisen painerullalaakerin säteisreaktio on pieni. Kotelon muodonmuutosten suuruutta voi tarkastella liitteessä 4 olevista akselilaskennan laskentaraporteista kunkin laakerin kohdalta.

Laakerireaktiot muuttuvat kun laskentamalliin lisätään laakeripesien siirtymät. Näin ollen FEM -mallin mukainen laakeripesän jäykkyys, laakerireaktio ja laakeripesän siirtymä eivät enää vastaa toisiaan. Mikäli ero on suuri, on suoritettava laskentaiteraatioita. Parempi tapa olisi syöttää laskentamalliin siirtymien sijasta laakeripesien jäykkyydet. Bearellissa tällainen menettely on teoriassa mahdollista, mutta jostain syystä äärellisen jäykkyydsarvon antaminen mille tahansa laakeripesälle johtaa poikkeuksetta ratkaisemattomiin yhtälöihin. Becalin sisäisessä akselilaskennassa kotelon muodonmuutokset voidaan huomioida ainoastaan vakiosuuruisina siirtyminä. Laakeripesien jäykkyydsarvoja suoraan hyödyntävä laskentamalli olisi ollut tässä tapauksessa hyödyllinen myös pallomaisen painerullalaakerin tuennan määrittelyssä. Radiaalisuunnassa vapaan laakerin tuenta olisi voitu kuvata määrittelemällä laakeripesä säteis-suunnassa joustavaksi (= pieni jäykkyydsarvo).

Pallomaisen painerullalaakerin tuenta ja laakeripesien siirtymien aiheuttama muutos laakerireaktioissa huomioitiin tässä tapauksessa suorittamalla manuaalinen iterointi. Tämä tarkoitti sitä, että laskenta-ajon jälkeen tarkastettiin kuinka hyvin laakerireaktiot ja laakeripesien säteissiirtymät vastasivat FEM -mallin mukaisia laakeripesien jäykkyysarvoja. Laakeripesän siirtymää korjattiin tulosten osoittamaan suuntaan ja laskenta suoritettiin uudelleen niin kauan kunnes saavutettiin riittävä vastaavuus FEM -mallin kanssa. Käytännössä se saavutettiin 1-2 iterointikierroksen jälkeen. Pallomaisen painerullalaakerin tuentatapa otettiin huomioon samalla menetelmällä siten, että laakeripesälle annettiin säteisreaktion suuntaista siirtymää kunnes kyseinen reaktio oli riittävän pieni. Kohtuullisen suuruinen säteisreaktiovoima laakerille kuitenkin jätettiin aikaisemmin mainituista syistä. Tällä menettelytavalla oli huomattava vaikutus pinionin kartiorullalaakerin reaktiovoimaan ja akselin siirtymiin tämän laakerin läheisyydessä. Tässä tapauksessa oltiin kuitenkin kiinnostuneita akselin siirtymistä kartiopyörän kohdalla, ja niihin ei akselin toisessa päässä sijaitsevan aksiaalilaakerin määrittelytavalla ollut kovinkaan suurta vaikutusta. Koska laakeripesien siirtymät olivat lisäksi systeemin kokonaissiirtymiin verrattuna pieniä, oli iteroinnin merkitys tässä tapauksessa vähäinen. Tilanteen ymmärtämistä voidaan kuitenkin pitää oleellisena työn toisen tavoitteen, eli laskentaprosessin käytettävyyden arvioinnin kannalta. Edellä mainitulla tavalla tuetun pallomaisen painerullalaakerin oikeaoppinen määrittely saattaa nimittäin olla oleellinen tapauksissa, joissa kyseinen laakeri sijaitsee lähellä kartiopyörää.

FEM -analyysin perusteella tunnettiin myös laakeripesien aksiaalisuuntaiset jäykkyysarvot. Niiden huomiointi ei kuitenkaan ollut tarpeen akselilaskentamalleissa, koska aksiaalikuormaa vastaanottavat laakerit sijaitsevat molemmissa akseleissa lähellä toisiaan. Tällöin aksiaalsiirtymät ovat kummankin laakerin osalta käytännössä samat, jolloin systeemi säilyy laakeripesän aksiaalisen siirtymän jälkeenkin kimmoviivan ratkaisemisen kannalta muuttumattomana. Laakeripesän aksiaalisuunnan muodonmuutos otettiin sen sijaan huomioon kartiopyörän aksiaalisuunnan siirtymän laskennassa, jota käsitellään myöhemmin.

Laakerivälykset:

Laakerin sisäinen välyys vaikuttaa akselin siirtymien lisäksi laakerin jäykkyyteen. Sekä Bearel että Becalin sisäinen menetelmä ottavat huomioon molemmat näistä seikoista. Esimerkkivaihteen tapauksessa välykset liittyivät vain pallomaisiin rullalaakereihin. Lopulliset, asennuksen jälkeiset säteistävälykset laskettiin laakereiden tarkkuus- ja välystoleranssiluokan sekä vaihteen kokoonpanon yhteydessä mitattujen akselihalkaisijoiden perusteella. Becalin sisäisessä akselilaskennassa välyys on mahdollista määrittää automaattisesti syöttämällä nämä tiedot Umfeld tiedostoon. Laskenta ei kuitenkaan toimi isoilla laakereilla, koska ohjelman sisäiset taulukot sisältävät arvoja vain tiettyyn kokorajaan asti.

Säteislaakerit asennetaan akseleilleen ahdistusovitteella, joka vaikuttaa oleellisesti lopullisen välyksen suuruuteen. Kaikki vaihteen laakerit oli valmistettu normaaleilla

vällys- ja tarkkuustoleransseilla, joihin liittyvät sisähalkaisijan ja nimellisvälysten toleranssit saatiin laakeriluetteloista. Pallomaisten rullalaakereiden lopullisten säteisvälysten suuruudeksi saatiin 0,125 mm (pinioniakseli) ja 0,120 mm (lautaspyöräakseli). Tässä tapauksessa lämpötilaerojen vaikutusta ei tarvinnut huomioida lainkaan, johtuen täyden kuorman testin olosuhteista, joita käsitellään luvussa 8.3.

Pallomaisten rullalaakereiden ulkokehät asennettiin laakeripesiinsä liukusovitteella, josta aiheutuva ylimääräinen välys otettiin huomioon laskennassa. Välykset selvitettiin laakeripesän ja laakerin ulkokehän toleranssien perusteella ja ne olivat keskimääräiseltä suuruudeltaan 0,05 mm (pinioniakseli) ja 0,07 mm (lautaspyöräakseli). Kyseisiä vällysarvoja ei voinut lisätä laakereiden sisäisiin välyksiin, koska tämä vaikuttaisi samalla laakereiden jäykkyyteen. Sen sijaan liukusovitteesta aiheutuva välys otettiin huomioon laakeripesän siirtymässä, jolloin laskentamalli vastasi paremmin todellisuutta. Mainittakoon, että nämä "ylimääräiset" siirtymät huomioitiin laskennassa siten, että ne eivät vääristäneet edellä käsiteltyä, laakeripesien todellisten siirtymien iteratiivista määrittystä. Kartiorullalaakereissa sekä ulkokehän että sisäkehän sovitteessa oli ahdistusta, joten niistä ei lisävälystä aiheutunut.

Laakereiden esijännitys:

Laakereiden esijännitys on oleellinen seikka akselilaskennassa, koska se vaikuttaa laakeroinnin kokonaisjäykkyyteen ja laakereiden kuormittumiseen erilaisissa tilanteissa. Analysoitavassa vaihteessa pinioniakselin pallomaisen painerullalaakerin ulkokehän ja laakeripesän välissä on 12 kpl jousia, joiden tehtävänä on taata kyseiselle laakerille riittävä kuormitus myös tilanteessa, jossa aksiaalivoima vaihtaa suuntaa (hampaiden pakkikyljet kuormitettuina). Pallomainen painerullalaakeri ja kartiorullalaakeri esijännitetään toisiaan vasten vaihteen kokoonpanossa säätämällä kartiorullalaakerin sisäkehään tukeutuvan lukitusrenkaan paikka sellaiseksi, että pallomaisen painerullalaakerin ulkokehän ja laakeripesän välissä on n. 0,04 - 0,05 mm välys. Tällöin jousien puristumasta aiheutuu n. 7500 newtonin esijännitysvoima. Akselilaskennan tarkkuuden kannalta on oleellista huomata, että tämä välys riippuu siitä missä asennossa vaihte kulloinkin on. Välyksen säädön aikana asento on sellainen, että pinioniakseli on pystyssä, kartiopyörän puoleinen pää ylhäällä. Kartiorullalaakeri kantaa tällöin koko akselin painon, joka on kartiopyörineen ja laakereineen noin 460 kg. Hammaskosketuksen säädön aikana laite on kuitenkin juuri toisinpäin, eli pinioniakselin kartiopyörän puoleinen pää on alhaalla. Tällöin välys on eri suuruinen, koska painerullalaakerin ja kartiorullalaakerin väliset kuormitussuhteet ovat muuttuneet. Täyden kuorman testissä pinioniakseli on puolestaan vaakatasossa ja välys on jälleen eri suuruinen. Kyseinen välys vaikuttaa pinionin aksiaalisuuntaiseen siirtymään ja sen tarkka tuntemus on siksi tärkeää tässä tutkimuksessa. Näin ollen se mitattiin erikseen laitteen kussakin asennossa vaihteen kokoonpanon yhteydessä.

Akselilaskennan kannalta tilannetta, jossa akseli kykenee siirtymään aksiaalisuunnassa jousien varassa vain tietyn ennalta määrätyn matkan, on vaikea

määritellä. Tässä tapauksessa ongelma kierrettiin siten, että vällys kuviteltiin umpeutuneeksi jo akselilaskennan lähtötilanteessa, eli ennen kuormaa. Vällys huomioitiin myöhemmin asemapoikkeama-arvojen laskennassa erillisenä aksiaalisiirtymänä. Akselilaskennassa pallomaiselle painerullalaakerille annettiin siis esijännitysvoima, joka vastasi jousien puristusvoimaa silloin, kun edellä mainittu vällys on nolla. Bearelilla tehtyjen testilaskelmien tuloksena huomattiin, että täydellä kuormalla kartiorullalaakerin sisäkehä liikkuu esijännityksestä huolimatta aksiaalisesti ulkokehäänsä verrattuna niin, että säteissuunnassa kuormittamattomana laakerissa ilmenisi vällystä. Laskelmien mukaan esijännitys siis laukeaa kartiorullalaakerin osalta kuorman alla, johtuen sekä edellä mainitun vällyksen umpeutumisesta että pallomaisen painerullalaakerin aksiaalisuuntaisesta muodonmuutoksesta. Koska pallomaisen painerullalaakerin esijännitys määritettiin akselilaskennassa tällä tavalla, piti myös kartiorullalaakerin "vällys" syöttää laskentaan. Muutoin jousilla toteutetun esijännityssysteemin vaikutus olisi tullut virheellisesti kuvatuksi kartiorullalaakerin kannalta. Todellista vällystä ei kartiorullalaakerissa todennäköisesti ilmene, koska laakerin säteisreaktio pitää laakeripinnat kontaktissa. Becalin sisäisessä menetelmässä ei voida tehdä tällaista laakerointimäärittelyä, koska se ei salli toisiaan vasten esijännitettyjen laakereiden määrittelemistä siten että toisessa on vällystä ja toisessa tietyn suuruinen esijännitysvoima. Bearel mahdollisti tällaisen hieman epätavallisen määrittelytavan, jonka avulla laakerointisysteemi kyettiin mallintamaan myös esijännityksen osalta tarkasti todellista tilannetta kuvaavalla tavalla.

Lautaspyöräakselilla olevat kartiorullalaakerit säädetään vaihteen kokoonpanossa vällyksettömiksi. Sääto tapahtuu asennossa, jossa toinen laakereista kannattelee laakeripesän massaa (noin 900 kg). Tämä tarkoittaa sitä, että laakeripaketissa on esijännitystä jonka jakautuminen laakereiden välillä riippuu vaihteen asennosta. Täyden kuorman testissä vaihde on sellaisessa asennossa, että ennen kuorman kytkemistä kartiorullalaakereista ylempi (kuvassa 7.2) kannattelee huomattavasti suurempaa massaa kuin tilanteessa jossa vällys säädettiin. Tilanne on tällöin samantyyppinen kuin pinionin tapauksessa, eli ylempi kartiorullalaakeri on esijännitetty ja alemmassa kartiorullalaakerissa on aksiaalivällystä. Esijännityksen ja vällyksen suuruudet selvitettiin erillisten testilaskelmien avulla ja niitä hyödynnettiin varsinaisessa akselilaskentamallissa. Myöskään tämän seikan huomioiminen ei onnistu Becalin sisäisessä akselilaskennassa.

Komponenttien oma paino:

Akseleiden, kartiopyörien ja laakereiden oma paino huomioitiin lautaspyöräakselin laakereiden esijännityksen lisäksi myös pinioniakselin laskentamallissa, jossa akseliin kohdistettiin kyseisten komponenttien painoa vastaava tasainen viivakuorma.

Hammaspyörän akselia jäykistävä vaikutus:

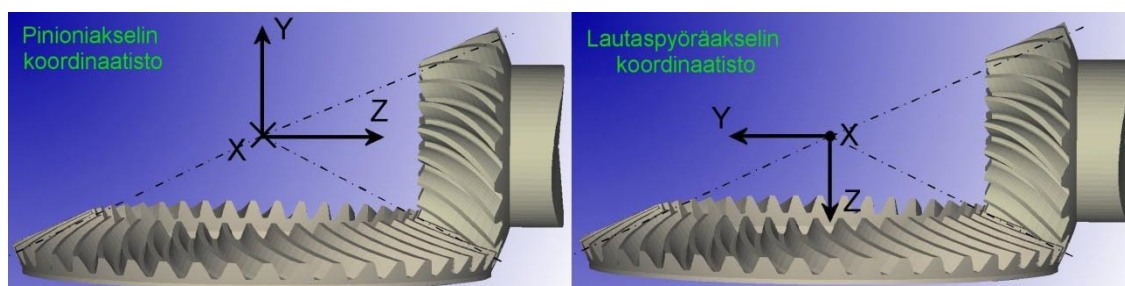
Hammaspyörän akselia jäykistävä vaikutus otettiin huomioon kasvattamalla akselien halkaisijoita kartiopyöräriksen kohdalla. Todellista vaikutusta on vaikea arvioida muun muassa siitä syystä, että akselin ja kartiopyöräriksen välinen liitos välittää vain puristusjäännitystä. Tässä tapauksessa vaikutusta arvioitiin tekemällä testilaskelmia, joissa akselin halkaisijaa kasvatettiin vähän kerrallaan (maksimissaan +200 mm). Vaikutus akselin muodonmuutoksiin oli vähäinen ja tietyn arvon jälkeen halkaisijan kasvattamisella ei ollut käytännössä lainkaan vaikutusta. Lopulliseksi halkaisijan lisäyksenä valittiin hieman tätä kyseistä halkaisijaa pienempi arvo.

Vaihekotelon valmistustarkkuus:

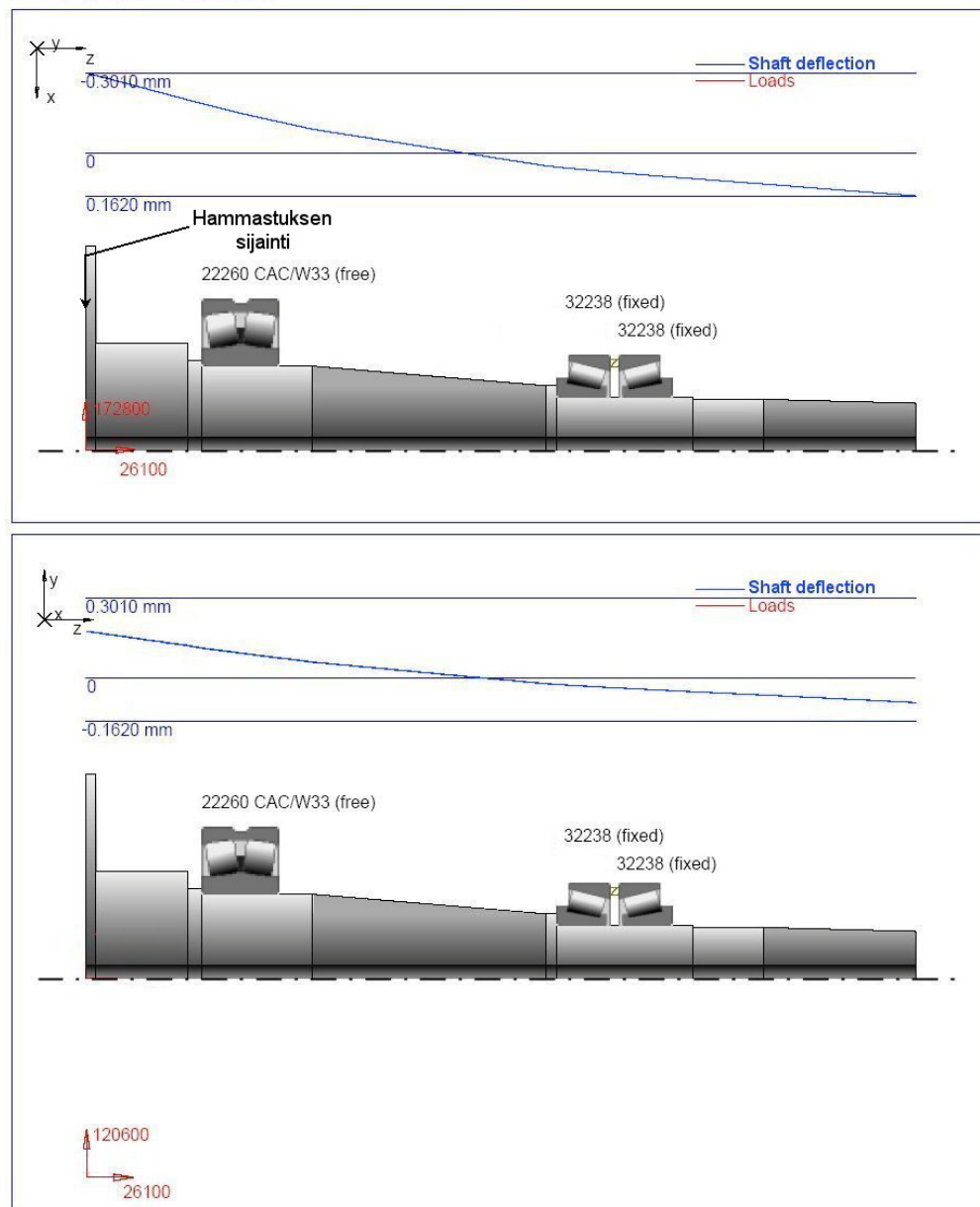
Laakeripesien samankeskisyyden ja yhdensuuntaisuuden mittaaminen ei ollut tämän työn puitteissa mahdollista. Toleranssiensa mukaisina niiden vaikutus todettiin kuitenkin hyvin vähäiseksi. Lisäksi vaihteiden kokoonpanossa tehdyt mittaukset (luku 8.3) viittasivat siihen, että laakeripesien samankeskisyys ja yhdensuuntaisuus olivat erittäin hyviä.

Bearel -laskelmien tulokset:

Kuvissa 8.2.1.2 ja 8.2.1.3 nähdään pyöräparin 1 akselilaskennan tulokset akselien siirtymäkuvaajien osalta. Bearel -laskelmien yksityiskohtaisemmat tulosraportit löytyvät liitteestä 4. Akselilaskennassa käytettiin Becalin sisäisen akselilaskennan mukaisia koordinaatistoja (kuva 8.2.1.1), jotka ovat laskelmien yhdenmukaisuuden vuoksi samanlaiset laskettavan akselin kannalta. Origin ollessa jakokartion kärkipisteessä osoittaa Z -akseli aina kohti laskettavan akselin kartiopyörää ja Y -akseli pois päin vastapyörästä. Akselilaskennan tulokset on esitelty vain pyöräparin 1 osalta, koska pyöräparin 2 tulokset ovat X -suunnan siirtymien etumerkkiä lukuun ottamatta identtiset (vaihekonstruktion on sama ja hammasvoimat eroavat vain kehävoiman suunnan osalta). Becalin sisäisen laskennan tulokset (UMFELD.LIS -tiedosto) löytyvät liitteestä 8. Tulokset edustavat pyöräparia 1 joten niitä voidaan vertailla suoraan liitteessä 4 esitettyihin Bearel -laskelmiin.

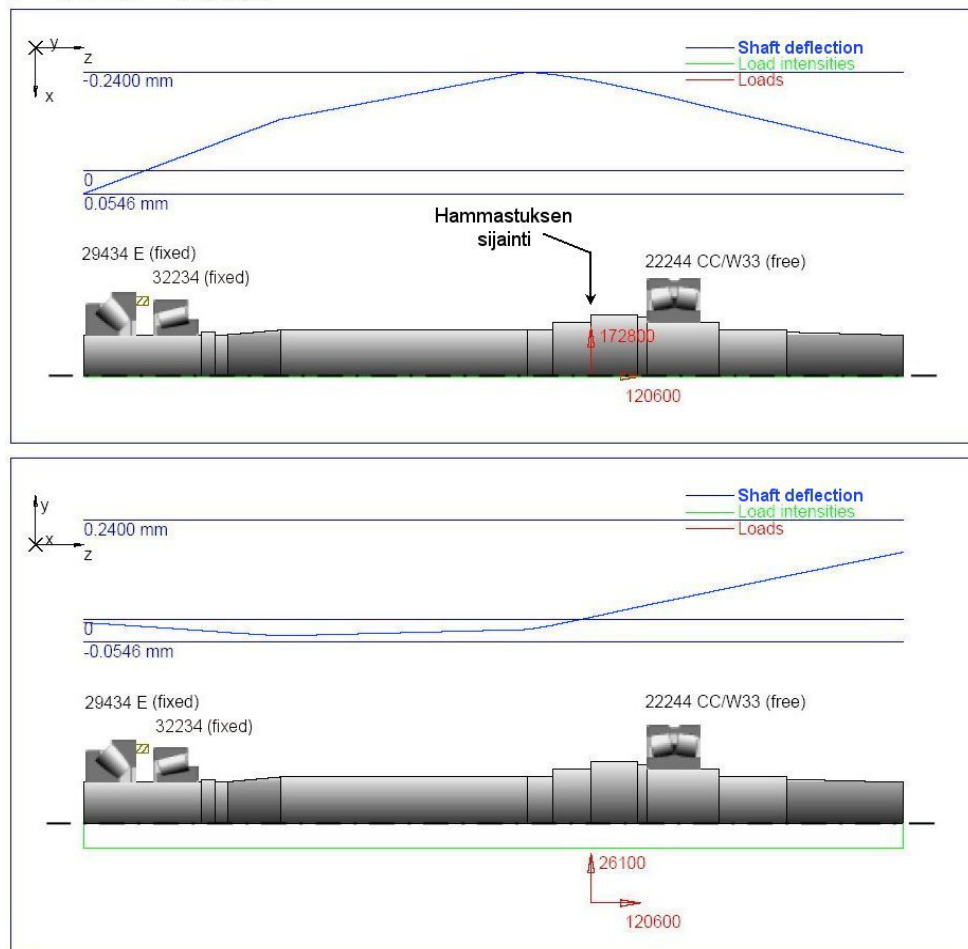


Kuva 8.2.1.1. Akselilaskennan koordinaatistot

SKF Bearel


Kuva 8.2.1.2 Pyöräpari 2 - lautaspyöräakselin siirtymäkuvaajat

Tulosten mukaan kokonaissiirtymät säteissuunnassa kartiopyörien kohdalla ovat suuruudeltaan välillä 0,22 - 0,35 mm ja kokonaiskääntymät välillä 0,2 - 0,6 mrad (0,01 - 0,03 °). Lautaspyöräakselin siirtymäkuvaajissa (kuva 8.2.1.2) näkyvä lyhyt, mutta halkaisijaltaan suuri "akselinjatke" oli lisättävä akseligeometrian kuvaukseen, koska sekä Bearel että Becalin sisäinen menetelmä edellyttävät, että hammasvoimien vaikutuspiste sijaitsee akselin fyysisen pituuden sisäpuolella. Jatke määriteltiin halkaisijaltaan suureksi, jotta se ei vaikuttaisi kimmoviivan ratkaisuun.

SKF Bearel


Kuva 8.2.1.3 Pyöräpari 1 - pinioniakselin siirtymäkuvaajat

Becalin tavoin myös Bearel'in laskenta perustuu Euler-Bernoullin palkkiteoriaan, joka ei huomioi leikkausjännityksestä aiheutuvan liukuman vaikutusta akselin taipumaan. Sen vaikutus selvitettiin toisella akselilaskentaohjelmalla (Kisssoft) ja todettiin merkityksettömäksi (ero muutamia mikrometrejä).

Kartiopyörien aksiaalisiirtymien määrittäminen:

Bearel -laskelmien perusteella saatiin selville ainoastaan laakereissa tapahtuvat aksiaalisuunnan muodonmuutokset. Näiden lisäksi kartiopyörien aksiaalisiirtymiin vaikuttaa vaihdekotelon ja itse akselin aksiaalisuuntainen muodonmuutos, jotka laskettiin erikseen. Tavallisesti puristus- tai vetojännityksen aiheuttama muodonmuutos akselissa on kartiopyörän siirtymän kannalta merkityksettömän pieni, varsinkin jos aksiaalivoiman vastaanottava laakeri on lähellä kartiopyörää. Tässä tapauksessa aksiaalilaakerit sijaitsivat kuitenkin suhteellisen kaukana kartiopyörästä, joten muodonmuutokset katsottiin tarpeelliseksi laskea.

$$\delta = \int_0^L \left[\frac{F \cdot dL}{A \cdot E} + \alpha \cdot dL \cdot \Delta T \right]$$

δ = displacement
 F = force
 L = length
 E = modulus of elasticity
 A = cross section area
 α = thermal expansion coefficient
 ΔT = temperature change

Kuva 8.2.1.4 Akselin pään siirtymän yleinen laskentakaava [62]

Aksiaalisesti kuormitetun akselin pään siirtymä ratkaistaan yleisesti kuvan 8.2.1.4 kaavasta. Lämpötilaeroilla ei ollut tässä tapauksessa merkitystä, joten aksiaalsiirtymään vaikutti ainoastaan aksiaalivoiman aiheuttama muodonmuutos, jonka osuus on kuvassa ympyröity. Siirtymä ratkaistiin käyttäen koneensuunnitteluun erikoistuneen Kisssoft -ohjelmiston akselilaskentamodulia. Sen avulla kyseinen siirtymä saatiin laskettua helposti yllä olevan kaavan mukaisesti, eli ottaen huomioon akselin muuttuva poikkileikkausgeometria. Pinioniakselin venymisen todettiin aiheuttavan noin 0,02 mm:n aksiaalsiirtymän kartiopyörän kohdalla. Aksiaalisuunnassa vähemmän kuormitetun ja halkaisijaltaan suuremman lautaspyöräakselin kokoonpuristumisen vaikutus todettiin merkityksettömän pieneksi.

Laakeripesien aksiaalijoustot laskettiin RR:n FEM -analyysistä saatujen aksiaalisuuntaisten jäykkyysarvojen avulla. Vaikka pinioniakselin pallomainen painerullalaakeri ja lautaspyöräakselin ylempi kartiorullalaakeri (kuva 7.2) kantavat pääosan systeemin aksiaalivoimista, tulee myös niiden välittömässä läheisyydessä sijaitseville kartiorullalaakereille aksiaalireaktiot niiden nolasta poikkeavan painekulma vuoksi. Laakeripesän aksiaalijousto laskettiin luonnollisesti nettoaksaalivoiman, eli hammasvoimien aksiaalikomponentin perusteella.

Edellä mainitut asiat huomioiden kartiopyörien kokonaisaksaalisiirtymiksi saatiin 0,145 mm (pinioni) ja 0,055 mm (lautaspyörä). Pinionin tapauksessa suurin osa siirtymästä johtui vaihdekotelon muodonmuutoksesta ja lautaspyörän tapauksessa kartiorullalaakerin muodonmuutoksesta. Pinionin aksiaalsiirtymässä ei ole huomioitu pallomaisen painerullalaakerin jousikuormitukseen liittyvää välystä, koska se otettiin erikseen huomioon seuraavassa luvussa käsiteltävässä asemapoikkeama-arvojen laskennassa.

8.2.2. Asemapoikkeama-arvojen määrittäminen

Koska Becaliin ei ole mahdollista syöttää ulkopuolisen akselilaskennan tuloksia, edellytti Bearelin käyttäminen akselilaskennassa jo sinällään erillistä asemapoikkeama-arvojen laskentamenetelmää. Tässä tutkimuksessa kehitelty menetelmä on matemaattisesti eksakti, toisin kuin Becalin menetelmä, jossa ei huomioida akselien kääntymien vaikutusta suuntiin joissa asemapoikkeama-arvot määritellään. Tässä tapauksessa saavutettu menetelmien ero on hyvin vähäinen, johtuen akselien pienistä kääntymistä.

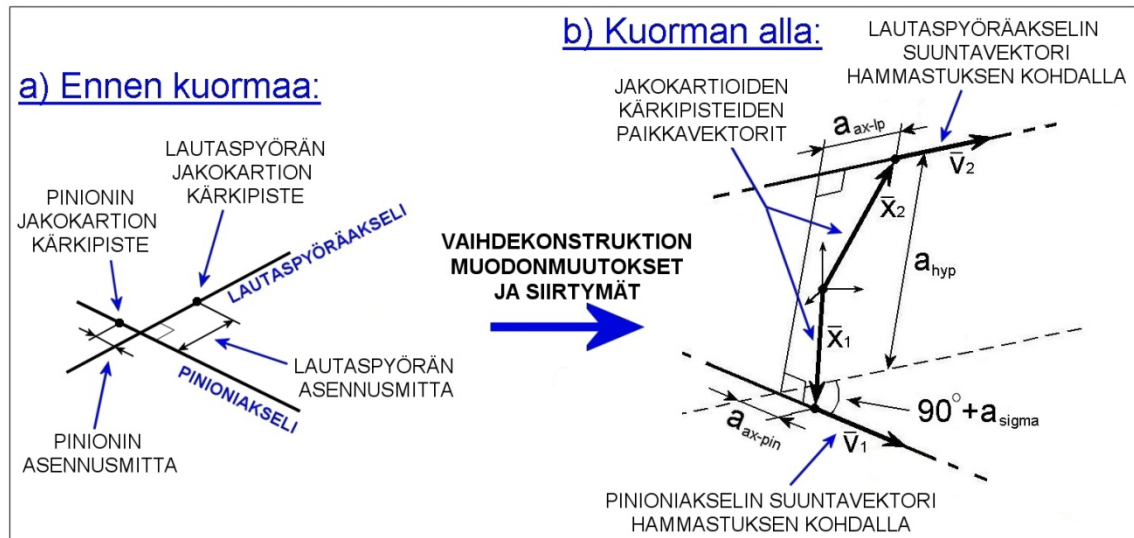
Asemapoikkeama-arvot ratkaistiin matemaattisesti yleisluontoisella, vektorialgebraan pohjautuvalla menetelmällä, jossa lähtökohtana oli kartiopyörien

mielivaltainen asema toistensa suhteen kolmiulotteisessa avaruudessa. Kartiopyörien sijainti ja asento tunnettiin yksiselitteisesti mitatun alkuaseman sekä akselilaskennan tulosten perusteella. Alkuasemalla tarkoitetaan koordinaattimittauksessa määriteltyjen jakokartioiden kärkipisteiden asemia ennen kuormaa (kuva 8.2.2.1a), eli käytännössä vaihteiden kokoonpanon yhteydessä mitattuja asennusmittoja.

Akselilaskennan tuloksina saatujen taipumien ja kääntymien, sekä erikseen määritettyjen aksiaalisiirtymien perusteella määritettiin kartiopyörien asema jakokartioiden kärkipisteiden paikka- ja suuntavektoreina referenssikoordinaatistossa (kuva 8.2.2.1b). Suuntavektorit määrittivät kartiopyörien asennon ja paikkavektorit niiden sijainnin. Koordinaatistoksi valittiin lautaspööräakselin nimelliskoordinaatisto, jolloin koordinaatistomuunnos jouduttiin tekemään vain pinionin asemaa kuvaaville vektoreille. Suuntavektorit normeerattiin yksikkövektoreiksi laskennan yksinkertaistamiseksi.

Kuvassa 8.2.2.1b havainnollistettu hypoidipoikkeama a_{hyp} on edellä mainittujen neljän vektorin määrittelemien kahden suoran välinen lyhin etäisyys. Se laskettiin kaavasta 8.2.2.1.

$$a_{hyp} = \frac{-1 \cdot |(\bar{x}_1 - \bar{x}_2) \cdot (\bar{v}_1 \times \bar{v}_2)|}{\|\bar{v}_1 \times \bar{v}_2\|} \quad (\text{Kaava 8.2.2.1})$$



Kuva 8.2.2.1 Asemapoikkeama-arvojen laskentaperiaate

Akselikulmapoikkeama a_{sigma} on suuntavektoreiden välinen kulma niiden yhteisessä tasossa. Se ratkaistiin kaavasta 8.2.2.2. Kun hypoidipoikkeama a_{hyp} oli tiedossa, voitiin pinionin aksiaalipoikkeama a_{ax-pin} ratkaista yhtälöstä 8.2.2.3. Tämä johtaa toisen asteen yhtälöön, jonka ratkaisun kuvaamista ei tässä katsottu tarpeelliseksi. Lautaspöörän aksiaalipoikkeama a_{ax-lp} ratkaistiin samalla tavalla.

$$a_{sigma} = a \cos \left(\frac{\bar{v}_1 \cdot \bar{v}_2}{\|\bar{v}_1\| \cdot \|\bar{v}_2\|} \right) \cdot \frac{180}{\pi} - 90^\circ \quad (\text{Kaava 8.2.2.2})$$

$$\frac{\|(\bar{x}_p - \bar{x}_2) \times \bar{v}_2\|}{\|\bar{v}_2\|} = a_{hyp}, \text{ jossa } \bar{x}_p = \bar{x}_1 + a_{ax-pin} \cdot \bar{v}_1 \quad (\text{Kaava 8.2.2.3})$$

Lopullisena tuloksena saatiin taulukon 8.2.2.1 asemapoikkeama-arvot, jotka edustavat kartiopyörien keskinäistä asemaa kuorman alla. Taulukon arvoissa on mukana myös lähtötilanne, eli täyden kuorman testin yhteydessä mitatut asennusmitat. Pyöräparin 1 ja 2 arvot poikkeavat toisistaan vain siitä syystä, että kartiopyöräparien asennusmitat ovat yksilökohtaisia. Taulukon suluissa olevat arvot edustavat muutosta suhteessa lähtöasemaan, ja ovat siten samat molemmille pyöräpareille. Akselikulma- ja hypoidipoikkeama ovat yhtenevät, koska akseliston muodonmuutokset ja siirtymät ovat kartiopyörien näkökulmasta identtiset. Koska pyöräparit ovat erikätisiä, ovat hypoidipoikkeamat todellisuudessa vastakkaissuuntaisia, mutta yleisestä määrittelytavastaan johtuen niiden etumerkki on silti sama. Taulukon viimeisestä sarakkeesta nähdään, että ero Becalin sisäisen menetelmän ja Beareliin perustuvan akselilaskennan välillä oli tässä tapauksessa hyvin vähäinen.

Taulukko 8.2.2.1. Becal -laskelmissa käytetyt asemapoikkeama-arvot (kuormitettu tilanne)

	Bearel			Becalin sisäinen menetelmä
	pyöräpari 1	pyöräpari 2		pyöräpari 2
a_{σ}	-0,002 °	-0,002 °		-0,004 °
a_{hyp}	-0,69 mm	-0,69 mm		-0,68 mm
a_{ax-pin}	0,18 mm	0,42 mm	(0,41 mm)	0,42 mm
a_{ax-lp}	0,30 mm	0,18 mm	(-0,04 mm)	0,17 mm

Edellä esitetty tapa asemapoikkeama-arvojen laskemiseksi muotoiltiin Mathcad – laskentapohjaksi. Laskentapohjaan syötettiin sisäänmenoarvoina molempien akseleiden siirtymät ja kääntymät kartiopyörien kohdalla sekä erikseen lasketut aksiaalisiirtymät (yhteensä 10 arvoa). Tuloksena saatiin halutut neljä asemapoikkeama-arvoa.

8.3. Vaihteiden kokoonpano ja täyden kuorman testi

Oleellinen osa tutkimusta suoritettiin vaihteiden kokoonpanon yhteydessä Rolls-Royce OY Ab:ssa Raumalla (kuva 8.3.1). Azipull 120 -ylävaihteet, joissa tässä tutkimuksessa tarkasteltuja kartiopyöräpareja käytettiin, kuuluivat samaan tilaukseen ja niiden kokoonpano suoritettiin siten samanaikaisesti. Vaihteiden kokoonpanoa seurattiin alusta loppuun saakka, tarkoituksena:

1. Taltioida kuormitetut ja kuormittamattomat kosketuskuviot
2. Määrittää kartiopyörien keskinäinen asema ennen kuormaa



Kuva 8.3.1 Tutkimukseen liittyvien Azipull -ylävaihteiden kokoonpanoa

Kosketuskuvioden taltiointi:

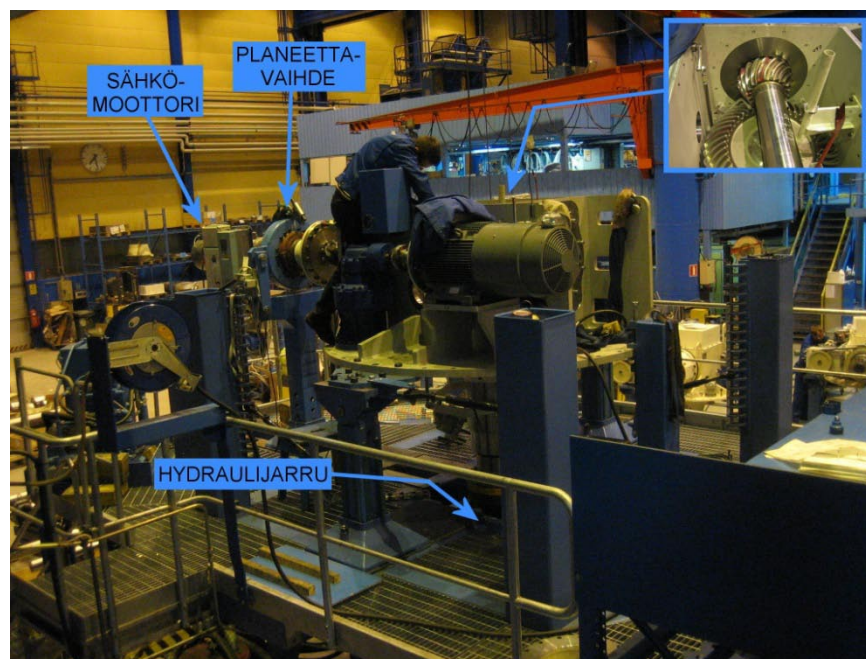
RR:llä on vankka kokemusperäinen tietämys siitä, millainen kosketuskuvion on tietyssä vaihteessa kuormittamattomana oltava, jotta se on oikeanlainen kuorman alla. Jokaisen ylävaihteen kuormittamaton kosketuskuvio tarkastetaan levittämällä muutamille hammaskyljille ohut väriainekerros, jonka jälkeen vaihdetta pyöritetään hetken aikaa käsivoimin kammien avulla. Tällöin väri pyyhkiytyy pois kontaktissa olleista kohdista ja kosketuskuvio jää näkyviin hampaan kyljelle (kuva 8.3.2). Useimmiten kartiopyörien asennusmittoja joudutaan säätämään, jotta kosketuskuvio saadaan halutunlaiseksi. Samalla on huolehdittava, että hammasvälitys pysyy määritettyjen rajojen sisällä.



Kuva 8.3.2 Kuormittamattoman kosketuskuvion tarkastus

Tyypillisestä kokoonpanosta poiketen tähän tutkimukseen liittyvien kartiopyöräparien kosketuskuviot taltioitiin niin kutsuttuina *teippikuvina*, eli siirtämällä kuviot teipin avulla paperille. Näin mahdollistettiin kosketuskuvion mittojen ja sijainnin tarkka määrittäminen, jolloin vertailu laskennallisiin kosketuskuvioihin onnistui paremmin. Teippikuvat molemmista kartiopyöräpareista esitellään seuraavassa luvussa tulosten tarkastelun yhteydessä. Kuormittamattomat kosketuskuviot taltioitiin teippikuvien lisäksi digitaalivalokuvina (LIITE 5).

Täyden kuorman testit suoritetaan Rolls-Royce:lla tätä varten rakennetussa testipenkissä, jossa vaihdetta kuormittava vääntömomentti saadaan aikaan sähkömoottorin ja planeettavaihteen avulla (kuva 8.3.3). Vääntömomentti kohdistetaan nivelakselin välityksellä testattavan vaihteen pinioniakselille ja lautaspyöräakselia jarrutetaan samanaikaisesti hydraulijarrulla. Testissä käytetään vaihteelle määritettyä nimellistä vääntömomenttia (tässä tapauksessa noin 27800 Nm), mutta pyörimisnopeus pidetään hyvin alhaisena (arviolta 1-2 rpm). Tästä syystä testaustilanne voidaan ajatella Becalin laskentamenetelmien tapaan kvasistaattiseksi. Vaihde on testissä kuvan 8.3.3 osoittamassa asennossa, jossa pinioniakseli on vaakatasossa ja lautaspyöräakseli pystyssä. Vaihde on testin aikana avoinna kosketuskuvioiden dokumentoinnin mahdollistamiseksi.



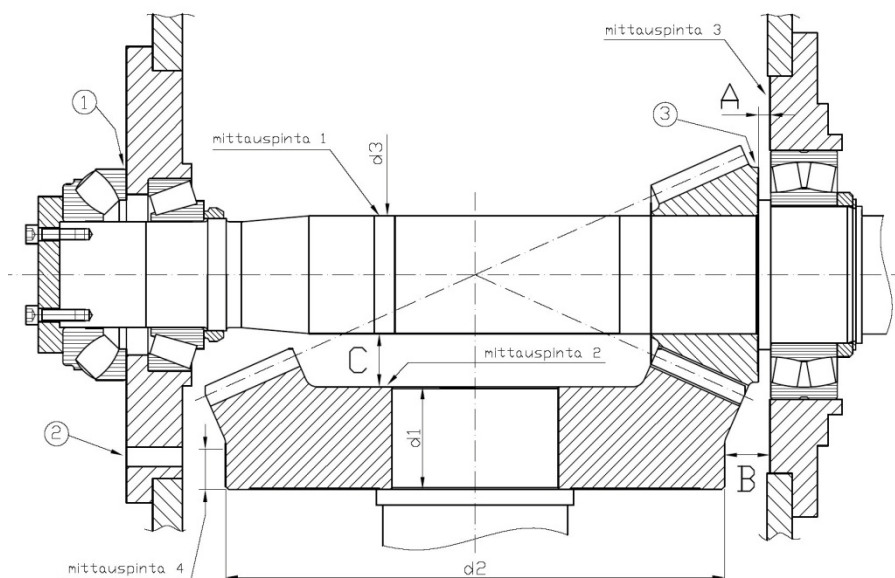
Kuva 8.3.3 Azipull -ylävaihte täyden kuorman testissä

Täyden kuorman testin tarkoitus on varmistaa, että kosketuskuvio leviää riittävän laajasti ja tasaisesti koko hampaan kyljelle ilman reunakontakteja. Kosketuskuvioiden käyttäytyminen tunnetaan Rolls-Royce:lla niin hyvin, että usein kuormittamattomana säädetty hammaskosketus johtaa suoraan halutunlaiseen kuvioon kuorman alla. Toisinaan asennusmittoja täytyy kuitenkin muuttaa täyden kuorman testissä. Näin kävi pyöräparin 1 tapauksessa, jossa pinionin asennusmittaa muutettiin kertaalleen. Pyöräparin 2 osalta säätö ei ollut tarpeen, vaan kuvio osui kerralla oikeaan. Tutkimuksen puitteissa seurattiin paikanpäällä ainoastaan pyöräparin 1 testiä ja sen osalta kosketuskuviot taltioitiin teippikuvina ja digitaalivalokuvina. Pyöräparin 2 kosketuskuviot saatiin Rolls-Royce:n normaalin testauskäytännön kautta digitaalivalokuvina. Kuormitetut kosketuskuviot esitellään seuraavassa luvussa tulosten tarkastelun yhteydessä.

Kartiopyörien keskinäisen aseman määrittäminen ennen kuormaa:

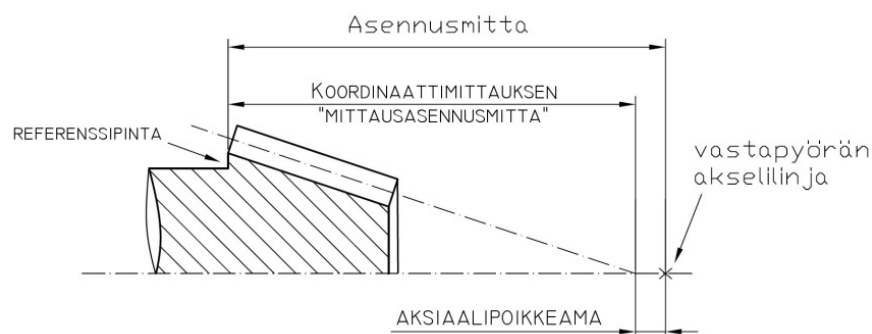
Hammaskosketuksen säädön jälkeen kartiopyörien asennusmitat mitattiin tarkasti käsimittavälineitä käyttäen. Asennusmittoja ei tavallisesti mitata kokoonpanossa ollenkaan, joten niiden mittaaminen riittävällä tarkkuudella edellytti muutamia erityistoimenpiteitä niin ATA:n kuin RR:n osalta. Asennusmitat määritettiin kuvassa 8.3.4 havainnollistettujen etäisyyksien A, B ja C, sekä mittojen d1, d2 ja d3 perusteella. Etäisyydet mitattiin käyttäen mittapaloja ja rakotulkkeja. Etäisyyden C mittauksen varten oli ATA:lla normaalista valmistusprosessista poiketen tehty lautaspyörän otsapintaan, ja RR:lla vastaavan kohtaan pinioniakselia, ylimääräiset mittauspinnat 1 ja 2. Etäisyyksien A ja B mittauksessa hyödynnettiin pinionin hiottua taustapintaa sekä pinioniakselin laakerikannen sorvattua sisäpintaa (mittauspinta 3), joka todettiin riittävän tarkkamittaiseksi referenssipinnaksi. Etäisyyden B mittaamisen mahdollistamiseksi oli

lautaspyörän ulkokehälle tavallisestikin tehtävää mittauspintaa 4 levennetty (kuva 7.3), jotta se ylettyisi laakerikannen kohdalle. Ottaen huomioon edellä mainittujen etäisyyksien lisäksi koordinaattimittauksen perusteella tunnettu etäisyys $d1$ sekä kokoonpanossa kaarimikrometreillä mitatut halkaisijat $d2$ ja $d3$, saatiin selville asennusmitat suhteessa kartiopyörien taustapintoihin.



Kuva 8.3.4 Kartiopyörien keskinäisen aseman määrittämiseksi suoritettut mittaukset

Asennusmittojen, sekä koordinaattimittauksessa käytettyjen mittausasennusmittojen perusteella voitiin määrittää Becal -laskelmissa tarvittavat aksiaalipoikkeamat, eli mitattujen hammastusten jakokartioiden kärkipisteiden etäisyydet vastapyöriensä akselilinjoista (kuva 8.3.5). Aksiaalipoikkeama on yksi luvussa 4.3.2 käsitellyistä asemapoikkeama-arvoista.



Kuva 8.3.5. Varsinaisen asennusmitan ja koordinaattimittauksessa käytetyn "asennusmitan" ero

Mittauspintojen 2 ja 4 käyttökelpoisuus käsimittausten referenssipintoina oli varmistettu jo aiemmin koordinaattimittauksessa. Pintojen muoto-poikkeamien lisäksi mitattiin niiden samankeskisyys, samansuuntaisuus ja kohtisuoruus suhteessa mittauskoordinaatistoon, jossa hammasgeometrian poikkeamat oli määritetty. Kaikki poikkeamat todettiin merkityksettömän pieniksi ja mittauspinnat siten käyttökelpoisiksi

asennusmittojen määrittämisessä. Lisäksi pinionin asennusmitan luotettavuus varmistettiin tarkistamalla, että mittauspinta 3 on riittävän samansuuntainen pinionin taustapinnan kanssa. Mahdollisten tulkintavirheiden ehkäisemiseksi mittapalapinojen kokonaispaksuus tarkistettiin aina työntömitalla.

Hammaskosketuksen säädön yhteydessä vaihde oli kuvan 8.3.2 osoittamassa asennossa, jolloin pinioniakselin pallomaisen rullalaakerin sisäinen vällys voisi periaatteessa aiheuttaa merkittävää vaihtelua etäisyydessä C (kuva 8.3.4) ja siten vääristää mittaustuloksia. Näin ei kuitenkaan tapahtunut, koska pinioniakselin pallomaisen rullalaakerin ulkokehä pääsee liikkumaan laakeripesässään vapaasti aksiaalisuunnassa. Tällöin akselin asennosta ja laakerin rakenteesta johtuen rullat ja ulkokehä asettuvat vaihdetta pyöritettäessä itsestään sellaiseen asentoon, että vällys umpeutuu. Hammaskosketuksen säädössä ilmenevät hammasvoimat ovat puolestaan niin pieniä, että ne eivät riitä muuttamaan tilannetta. Asia varmistettiin mittakellolla pinionin ulkokehältä (kohta 3, kuva 8.3.4) pyörittäen vaihdetta samalla tavalla kuin hammaskosketuksen säädön yhteydessä. Myös akselin toisen pään todettiin pysyvän tarkasti paikallaan, koska jousikuormituksesta johtuen pinioniakselin kartiorullalaakeri on välyksetön. Myös tämä päätelmä varmistettiin mittakellolla, tällä kertaa mittauspinnasta 1. Näiden mittausten kautta tuli samalla varmistettua laakerikaulojen, kartiopyörän kiinnityspinnan ja mittauspinnan 1 riittävä samankeskisyys ja heitottomuus, jotka ovat oleellisia asioita mittausten luotettavuuden kannalta.

Yleensä kartiopyörien keskinäinen asema kuormittamattomassa tilanteessa voidaan määritellä pelkkien asennusmittojen avulla. Tässä tapauksessa vaihteen asennosta johtuen lautaspyöräakselin pallomaisen rullalaakerin vällys aiheutti kuitenkin niin suuren akselikulmapoikkeaman, että se katsottiin oleelliseksi ottaa huomioon. Kyseinen poikkeama johtui siitä, että valtaosa lautaspyöräakselin massasta on kartiopyörän puoleisessa päässä, joka pääsee "roikkumaan vapaasti" kohti pinionia. Suuresta vipuvarresta johtuen kartiorullalaakerit eivät kykene estämään akselin kääntymistä, varsinkin kun kyseiset laakerit eivät ole varsinaisesti esijännitettyjä. Näin ollen pallomaisen rullalaakerin vällys umpeutuu toiselta puolelta aiheuttaen akselikulmapoikkeaman, jonka suuruudeksi laskettiin noin $0,01^\circ$. Vertailun vuoksi DIN 3965:n mukainen tarkkuusluokka 6 sallii kotelon akselilinjojen akselikulmapoikkeamaksi ± 25 kulmasekuntia, eli noin $\pm 0,007^\circ$. Vaihteen pyörittämisessä ilmenevät vähäiset hammasvoimat eivät vaikuttaneet mittaukseen tässä suunnassa. Asia varmistettiin mittakellolla mittauspinnasta 4.

Vaihdekotelon valmistusepä-tarkkuuden vaikutusta hypoidi- ja akselikulmapoikkeamaan ei ollut mahdollista mitata tämän työn puitteissa. Akselilinjojen risteilylle (hypoidipoikkeama) oli vaihdekotelon valmistuspiirustuksissa määritelty toleranssiksi $\pm 0,05$ mm, joka vastaa DIN 3965:n tarkkuusluokkaa 9. Akselilinjojen kohtisuoruuden (akselikulma) toleranssia ei oltu määritelty. Tuntemattomiksi jääneiden hypoidi- ja akselikulmapoikkeaman merkitystä käsitellään tulosten tarkastelun yhteydessä.

Edellä käsiteltyjen mittausten tuloksena saatiin taulukossa 8.3.1 esitetyt asemapoikkeama-arvot, joita käytettiin kuormittamattoman rynnön simuloinnissa. Aksiaalipoikkeamien a_{ax-pin} ja a_{ax-lp} arvot saatiin vähentämällä mitatusta asennusmitasta koordinaattimittauksessa käytetty mittausasennusmitta.

Taulukko 8.3.1 Asemapoikkeama-arvot hammaskosketuksen säädön yhteydessä

	pyöräpari 1	pyöräpari 2
a_{σ}	0,01 °	0,01 °
a_{hyp}	0,0 mm	0,0 mm
a_{ax-pin}	-0,09 mm	-0,08 mm
a_{ax-lp}	0,28 mm	0,19 mm

Aiemmin taulukossa 8.2.2.1 esitetyt, kuormitettua tilannetta edustavat asemapoikkeama-arvot voitiin todellisuudessa laskea vasta vaihteen kokoonpanon jälkeen, koska niihin oli sisällytettävä myös lähtötilanne, eli kartiopyörien keskinäinen asema testipenkissä ennen kuormaa. Hammaskosketuksen säädön yhteydessä määritettyjä asemapoikkeama-arvoja (taulukko 8.3.1) ei voitu sellaisenaan käyttää tähän tarkoitukseen. Tämä johtui kahdesta syystä, jotka käydään läpi seuraavaksi.

Kuten kuvista 8.3.2 ja 8.3.3 nähdään, oli vaihde testipenkissä eri asennossa kuin hammaskosketuksen säädössä. Asennon vaihtumisen seurauksena kartiopyörien keskinäinen asema muuttui merkittävästi, johtuen pääasiassa laakereiden sisäisistä välyksistä ja kuormitussuhteiden muuttumisesta. Muutos saatiin tarkasti selville toistamalla mittaukset sen jälkeen, kun vaihde oli nostettu testipenkkiin. Mittaukset tehtiin samaan tapaan kuin aiemmin, lukuun ottamatta kuvan 8.3.4 etäisyyttä B, jonka mittaus ei ollut enää mahdollista vaihteen hankalasta asennosta ja ennen testiä vaihdetilaan asennetuista voiteluaineputkista johtuen. Suoran mittauksen sijasta selvitettiin kyseisen etäisyyden muutos, hyödyntäen laakerikannessa olevaa, kuvaan 8.3.4 merkittyä reikää 2. Muutos saatiin selville mittaamalla kyseisestä reiästä t-työntömitan avulla lautaspyörän ulkokehän (mittauspinta 4) etäisyys laakerikannen koneistetusta pinnasta vaihteen kummassakin asennossa. Muutos vastasi odotetusti melko tarkasti lautaspyörän pallomaisen rullalaakerin säteisvälyksen ja ulkokehän liukusovitteesta aiheutuvan välyksen yhteenlasketun arvon puolikasta.

Etäisyyden B lisäksi pinionin asennusmittaan vaikutti myös etäisyyden A muutos. Se johtui pinioniakselin pallomaisen painerullalaakerin ja laakeripesän välisen välyksen muuttumisesta, joka puolestaan johtui esijännitettyjen laakereiden kuormitussuhteiden muutoksesta. Etäisyyksien A ja B perusteella pinionin asennusmitta muuttui noin 0,1 mm pelkästään vaihteen asennon vaihtumisen johdosta.

Vaihteen asennon muuttuminen vaikutti myös lautaspyörän asennusmittaan. Testipenkissä pinioniakseli oli vastaavanlaisessa asennossa kuin lautaspyöräakseli hammaskosketuksen säädön aikana, eli akseli pääsi pallomaisen rullalaakerin välyksestä johtuen "roikkumaan vapaana" toisesta päästään. Hieman yllättäen etäisyyden C todettiin pysyneen lähes muuttumattomana. Asiaa tutkimalla selvisi, että etäisyys C ei

muuttunut, koska siihen kohdistui kaksi suurin piirtein yhtä suurta, mutta vastakkaissuuntaista muutosta, joiden vaikutukset kumosivat toisensa. Pinioniakselin pallomaisen rullalaakerin välitys umpeutui lautaspyörän puolelta ja olisi siten yksinään pienentänyt etäisyyttä C selvästi. Kuitenkin samanaikaisesti laakereiden kuormitussuhteiden muutoksesta seurannut lautaspyöräakselin kartiorullalaakerin muodonmuutos vaikutti kyseiseen etäisyyteen kasvattavasti ja muutos oli sattumalta samaa suuruusluokkaa.

Pelkästään pallomaisen rullalaakerin välyksestä aiheutuva muutos etäisyydessä C saatiin selville mittaamalla t-työntömitalla pinionin ulkokehän (kohta 3, kuva 8.3.4) etäisyys vaihdetilan yläpinnan liitostasosta vaihteen molemmissa asennoissa. Muutos kyseisessä etäisyydessä vastasi tässäkin tapauksessa melko tarkasti pallomaisen rullalaakerin sisäisen välyksen ja ulkokehän liukusovitteesta aiheutuvan välyksen yhteenlasketun arvon puolikasta. Muutos etäisyydessä C oli helppo laskea tämän mitatun muutoksen perusteella, koska pinioniakseli kääntyi vaihteen asennon muuttuessa käytännössä jäykkänä kappaleena toisessa päässä olevien esijännitettyjen laakereiden varassa. Mittauksen perusteella pinioniakselin roikkuminen olisi yksinään aiheuttanut mitan C pienentymisen noin 0,03 mm:llä. Lautaspyöräakselin ylemmän kartiorullalaakerin muodonmuutos olisi ollut vaikea mitata, joten se selvitettiin Bearelilla tehdyn yksinkertaisen testilaskelman avulla. Sen perusteella laakerin aksiaalinen muodonmuutos olisi yksinään aiheuttanut juuri saman suuruisen kasvun mitassa C. Laakerin muodonmuutos johtui siitä, että hammaskosketuksen säädön yhteydessä lautaspyöräakselin kartiorullalaakerit olivat aksiaalisuunnassa lähes kuormittamattomia, kun taas testipenkissä ylimmäinen kartiorullalaakeri kantoi lautaspyöräakselin koko massan (lautaspyörä mukaan luettuna n. 1200 kg). Kyseinen kuormitus on pieni laakerin kantokykyyn verrattuna, mutta laakerikontaktin epälineaarisuudesta johtuen laakerin jäykkyys on vähäinen pienellä kuormalla ja aiheutti siten tämän tarkastelun kannalta oleellisen muutoksen etäisyydessä C.

Edellä mainittujen, toisensa kumoavien muutosten tunnistaminen ja niiden suuruuden selvittäminen oli tärkeää määritettäessä kartiopyörien keskinäisen aseman lähtötilannetta täyden kuorman testissä. Etäisyyttä C ei nimittäin voitu pitää lähtötilannetta kuvaavien asemapoikkeama-arvojen kannalta muuttumattomana, vaikka mittausta niin osoittikin. Tämä johtui siitä, että akselilaskennassa otettiin huomioon laakerivälysten vaikutus akselin siirtymiin kuorman alla. Jotta välykset eivät tulisi kahteen kertaan huomioiduiksi, täytyi lähtöasemaa kuvaavien asennusmittojen vastata tilannetta, jossa akselit ovat nimellisissä asemissaan. Toisin sanoen mittausten perusteella määritettyjen asennusmittojen arvot oli muunnettava kuvaamaan tilannetta, jossa akselit ikään kuin "leijuvat" laakerivälystensä keskellä. Tämä muunnos voitiin tehdä, koska akselien asema ja siihen johtaneet siirtymät tunnettiin mittausten perusteella tarkasti. Puhtaasti mittauksiin perustuvat asennusmitat olisivat kelvanneet laskentaan sellaisenaan, jos laakerointisysteemi olisi ollut välyksetön. Jos lisäksi koko laakerointisysteemi olisi ollut riittävästi esijännitetty, olisi todennäköisesti voitu käyttää jopa suoraan hammaskosketuksen säädön yhteydessä mitattuja arvoja, koska tällöin

vaihteen asennon muuttuminen olisi tuskin vaikuttanut kartiopyörien keskinäiseen asemaan lainkaan.

Pinionin aksiaalipoikkeama voitiin määrittää suoraan testipenkissä suoritettujen mittausten perusteella, koska lautaspyöräakselin katsottiin olevan nimellisessä asemassaan kartiorullalaakereiden keskittämänä. Tämän oletuksen paikkansapitävyys riippui tietysti vaihdekotelon valmistustarkkuudesta, jota ei tämän työn puitteissa ollut mahdollista mitata. Edellä mainittu t-työntömitalla tehty mittaus antoi selvän viitteen siitä, että lautaspyöräakselin laakeripesien samankeskeytyys oli erittäin hyvä ja oletus siten perusteltu. Lautaspyörän aksiaalipoikkeamaa ei voitu pinionin tavoin määrittää suoraan mittausten perusteella, koska pinioniakseli ei ollut pallomaisen rullalaakerin välksestä johtuen nimellisessä asemassaan. Etäisyyden C arvo muunnettiin kuvaamaan tilannetta, jossa kyseinen laakeri on välisalueensa keskellä. Se oli mahdollista, koska edellä olevan perusteella tunnettiin kyseisen välkseen yksittäisvaikutus etäisyyteen C.

Taulukossa 8.3.2 nähdään edellä olevaan selvitykseen perustuvat kartiopyörien keskinäisen aseman lähtötilannetta kuvaavat asemapoikkeama-arvot. Taulukossa 8.2.2.1 esitettyjen, kartiopyörien keskinäistä asemaa kuorman alla edustavien asemapoikkeama-arvojen laskenta lähti liikkeelle näistä lähtöarvoista.

Taulukko 8.3.2. Asemapoikkeama-arvot täyden kuorman testissä ennen kuormaa, akselit nimellisissä asennoissaan

	pyöräpari 1	pyöräpari2
a_{sigma}	0,0 °	0,0 °
a_{hyp}	0,0 mm	0,0 mm
$a_{\text{ax-pin}}$	-0,23 mm	0,01 mm
$a_{\text{ax-lp}}$	0,34 mm	0,22 mm

Taulukossa 8.3.2 pyöräparin 1 pinionin aksiaalipoikkeamaan $a_{\text{ax-pin}}$ sisältyy 0,22 mm:n siirto, joka suoritettiin ennen lopullisten kuormitettujen kosketuskuvioiden taltioimista. Vertaamalla taulukon 8.3.2 arvoja taulukossa 8.3.1 esitettyihin arvoihin nähdään, että vaihteen asennon muuttumisen huomiotta jättäminen olisi aiheuttanut pinioni- ja lautaspyöräakselin aksiaalipoikkeamiin 0,1 mm:n ja 0,03 mm:n virheet.

Koska pyöräparin 2 täyden kuorman testiä ei seurattu paikan päällä, hyödynnettiin sen asemapoikkeama-arvojen määrittämisessä pyöräparin 1 tapauksessa tehtyjä mittauksia. Pyöräparin 2 keskinäinen asema oli kuitenkin määritetty hammaskosketuksen säädön yhteydessä yhtä tarkasti kuin pyöräparin 1 tapauksessa. Koska vaihteet olivat konstruktioltaan identtiset, voitiin vaihteiden asennon vaihtumisen aiheuttamat muutokset kartiopyörien keskinäisessä asennossa olettaa samanlaisiksi. Näin myös pyöräparin 2 keskinäinen asema saatiin tarkasti määritetyksi.

Kuormitettua tilannetta edustavien asemapoikkeama-arvojen laskennassa tarvittavan aksiaalisiirtymän arvoon vaikutti välisalue pinionin akselin pallomaisen painerullalaakerin ja laakeripesän välissä. Koska kyseinen välisalue todettiin mitan A perusteella muuttuneeksi vaihteen asennon vaihtuessa, mitattiin se ennen kuorman kytkemistä

uudelleen, käyttäen rakotulkkeja. Pallomainen painerullalaakeri on ennen kuorman kytkemistä aksiaalisuunnassa jousien varassa, jolloin sen ulkokehä on laakerin rakenteesta johtuen käytännössä aina kallellaan johonkin suuntaan. Tästä syystä vällyksestä aiheutuvan aksiaalsiirtymän tarkan arvon määrittämiseksi välly mitattiin noin 30° välein laakerin ulkokehältä kohdasta 1 (kuva 8.3.4). Näin saatiin selville vällyksen maksimi- ja minimiarvot, joiden keskiarvo määritteli laakerin siirtymän, kun välly kuorman alla umpeutui. Täksi arvoksi saatiin 0,035 mm, joka poikkesi hieman alunperin säädetystä arvosta 0,05 mm, joka mitattiin hammaskosketuksen säädössä täsmälleen samalla tavalla.

Akselilaskentamallissa tehtiin tiettyjä oletuksia esimerkiksi lopullisten laakerivällysten suuruuden suhteen. Edellä mainittujen t-mitalla tehtyjen mittausten perusteella voitiin päätellä, että akselilaskentamallissa käytetyt, laakereiden ja laakerikaulojen toleranssialueiden keskiarvojen mukaan lasketut vällykset vastasivat hyvin todellisuutta. Mittaukset viittasivat samalla siihen, että laakeripesien samankeskisyys oli varsin hyvä. Tämä oli hyvä uutinen siinä mielessä, että laakeripesien asemaa toistensa suhteen ei ollut mahdollista mitata tämän työn puitteissa. Vaihteen asennon muutoksesta huolimatta muuttumattomana pysynyt etäisyys C, sekä pallomaisen painerullalaakerin jousikuormitukseen liittyvät havainnot vastasivat niin ikään hyvin laskennallisia malleja, ja toivat siten lisävarmuutta sille, että laakereiden esijännitys oli mallinnettu oikein. Samalla saatiin käytännön todiste Bearelin kyvyistä mallintaa laakereiden todellista käyttäytymistä.

Täyden kuorman testissä ilmennyt ongelma:

Kuten seuraavassa luvussa esiteltävistä tuloksista käy ilmi, pyöräparin 1 tapauksessa kosketuskuvion koko ja sen sijainti hampaan kyljellä vaihtelivat täyden kuorman testissä melko voimakkaasti eri hampaiden välillä. Yleisesti ottaen tällainen vaihtelu johtuu siitä, että tilanne rynnössä on erilainen eri hammasparien välillä. Ideaalitulanteessa molempien kartiopyörien hampaat ovat geometrialtaan ja keskinäiseltä asemaltaan täysin identtisiä. Todellisiin hammastuksiin liittyy kuitenkin aina muoto-, jako- ja pyörintäpoikkeamia, joiden vaikutuksesta hammaskylkien muoto ja sijainti toisiinsa nähden vaihtelevat. Lisäksi kartiopyörien keskinäinen asema voi vaihdella todellisessa vaihteessa esimerkiksi akselissa olevan heiton tai kartiopyörän vinon/epäkeskisen asennuksen seurauksena. Tähän tutkimukseen liittyvissä, vähintään DIN 3965 tarkkuusluokan 6 vaatimukset täyttävissä kartiopyörissä ei geometriapoikkeamista johtuvaa vaihtelua kosketuskuvioissa pitäisi juurikaan ilmetä. Koordinaattimittauksen tulosten (LIITE 2) perusteella sekä jako- että pyörintäpoikkeamat todettiin molemmissa pyöräpareissa vähäisiksi, kuten myös erot muoto- ja jakopoikkeamissa eri hampaiden välillä. Koska pyöräparit olivat lisäksi tasavertaisia geometriapoikkeamien suuruuden suhteen ja pyöräparin 2 tapauksessa ei vaihtelua kuormitetuissa kosketuskuvioissa ilmennyt, oli selvää että pyöräparin 1 kosketuskuviossa havaittu vaihtelu ei ollut peräisin kartiopyörien geometriapoikkeamista.

Vaihtelun todennäköisin aiheuttaja selvisi kokoonpanossa tehtyjen mittausten perusteella. Pyöräparin 1 tapauksessa havaittiin nimittäin etäisyydessä C (kuva 8.3.4) noin 0,05 mm:n vaihtelu lautaspyöräakselin eri kiertokulmilla mitattaessa. Tämä vaihtelu vastaa noin 0,1 mm:n aksiaaliheittoa hammastuksen kohdalla. Etäisyyden C vaihteluun ei kiinnitetty sen mittaushetkellä erityistä huomiota, koska se oli vain mittaus muiden joukossa ja kuormittamattomissa kosketuskuvioissa vaihtelua ei juuri ilmennyt. Sen vaikutus tuli selkeästi esille vasta täyden kuorman testissä, koska kartiopyörörien pyörimisnopeus pidetään tuolloin pienenä ja turhaa pyöritystä täyden kuorman alla vältetään. Täyden kuorman testin kosketuskuviot eivät siis ole monen rynnön summia vaan edustavat yleensä yhtä hammasparia. Tästä syystä vaihtelu kosketuskuvioiden koossa ja sijainnissa eri hampaiden välillä jää selkeästi näkyviin, toisin kuin hammaskosketuksen säädössä, jossa vaihdetta pyöritetään useita kymmeniä kierroksia. Tällöin kosketuskuvioiden erot tasoittuvat ja lopulta häviävät, koska eri hampaat ovat vuorollaan rynnössä keskenään.

Kokoonpanossa suoritettujen mittausten perusteella todettiin, että ainoastaan lautaspyörän vino asento akseliinsa nähden voi tässä tapauksessa aiheuttaa havaitun suuruisen vaihtelun etäisyydessä C. Tähän päädyttiin seuraavin perustein: Mittauspinta 2 tunnettiin koordinaattimittauksen perusteella tarkasti kohtisuoraksi kartiopyörän keskireikään nähden, jolloin vaihtelua olisi voinut aiheuttaa ainoastaan pinioniakselin ja lautaspyörän liike toistensa suhteen vaihteen pyöriksen aikana. Pinioniakselin todettiin kuitenkin pysyvän tarkasti paikallaan vaihteen pyöriksen aikana ja asia varmistettiin mittaamalla. Näin ollen ainoa pinioniakselin asemaan mahdollisesti vaikuttava tekijä olisi ollut pallomaisen rullalaakerin ulkokehän ja laakeripesän välinen vällys. Kyseinen vällys oli kuitenkin niin pieni, ettei se voisi aiheuttaa lähellekään havaitun suuruista vaihtelua kohdassa C, joka on suhteellisen kaukana kyseisestä laakerista. Myöskään lautaspyörän kartiorullalaakerit eivät voineet olla syynä, koska niissä oli pieni esijännitys.

Lautaspyörä voi asettua vinoon kun se asennetaan akselilleen kutistusliitoksella. ATA:ssa on kokemuksia vastaavanlaisista tilanteista muissakin tapauksissa ja sitä pidettiin tässä tapauksessa erittäin todennäköisenä.

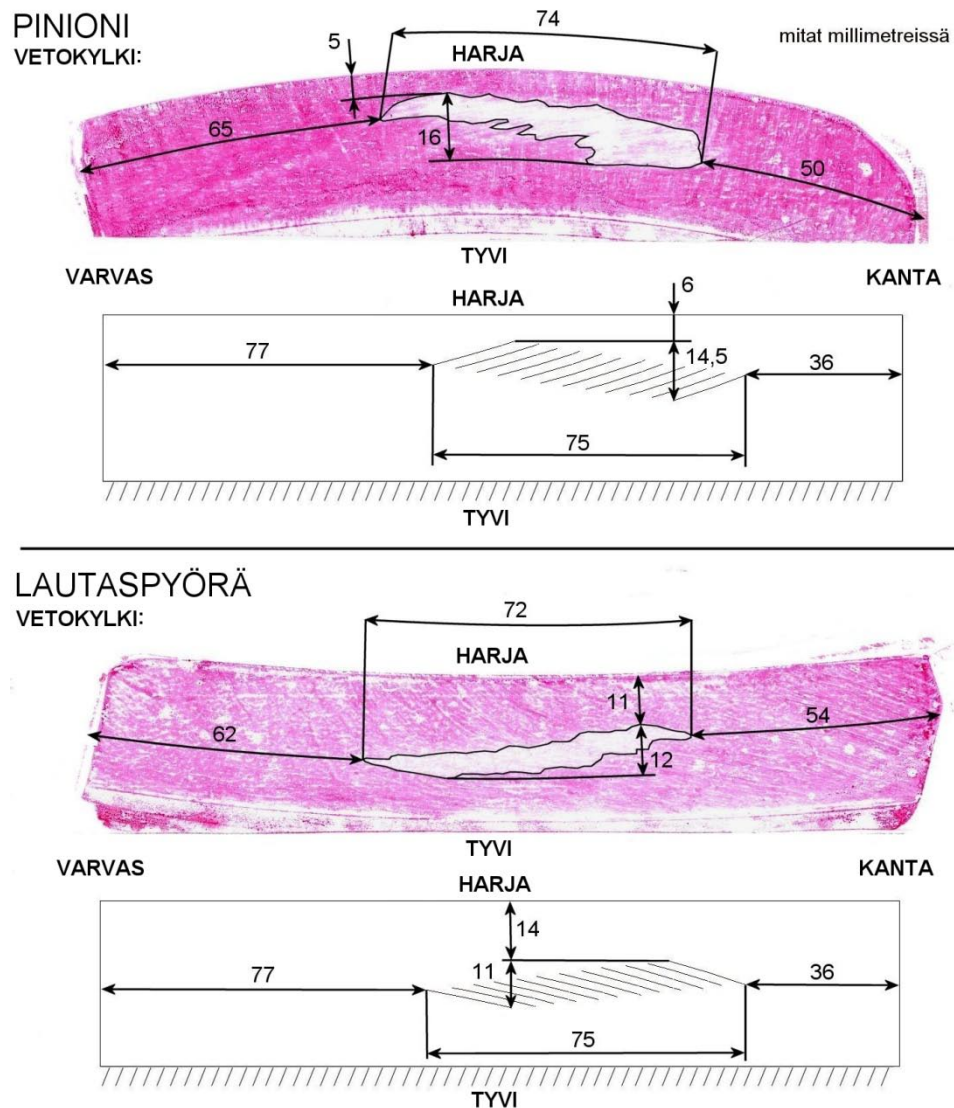
Päätelyketju sille, että vaihtelu johtui juuri kyseisestä seikasta ei ole täysin aukoton, mutta toisaalta kattavissa mittauksissa ei löytynyt mitään muitakaan viitteitä ongelman aiheuttajasta. Koska pyöräparin 2 tapauksessa ei havaittu vaihtelua etäisyydessä C eikä kuormitetuissa kosketuskuvioissa, katsotaan pyöräparin 1 kosketuskuvioissa havaitun vaihtelun aiheuttaja melko suurella varmuudella tunnistetuksi.

Mainittakoon, että aikaisemmin mainitulla etäisyyden C muuttumattomuudella tarkoitettiin sitä, että niin itse etäisyys kuin siinä havaittu vaihtelukin olivat yhtenevät vaihteen asennosta riippumatta. Selkeyden vuoksi asennusmittojen määrittämisen yhteydessä kyseistä vaihtelua ei käsitelty lainkaan. Asennusmittoja laskettaessa etäisyyden C arvona käytettiin vaihteluvälin keskikohdan arvoa, joka kuvaa lautaspyörän sijaintia sen ollessa suorassa akselillaan.

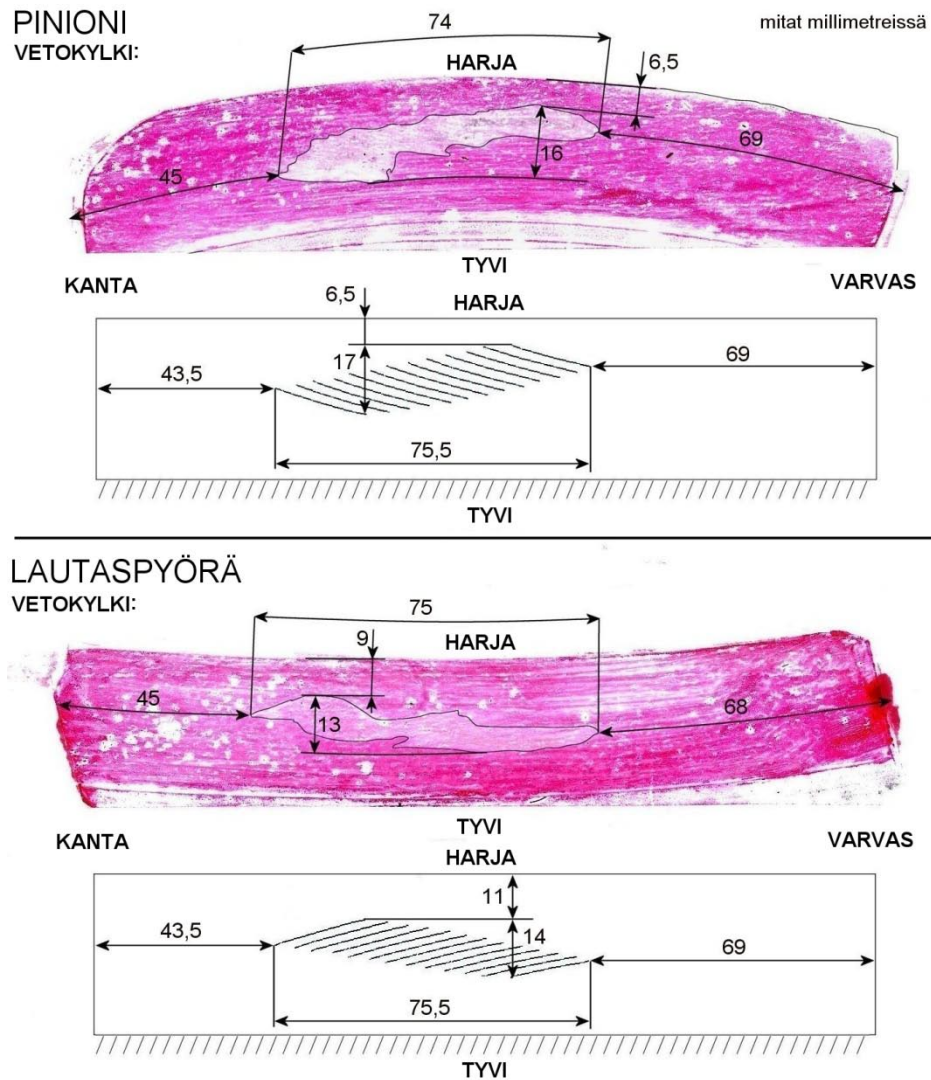
9. TULOKSET JA NIIDEN TARKASTELU

9.1. Kuormittamaton tilanne

Kuvissa 9.1.1 ja 9.1.2 on vertailtu Becal -laskelmien kuormittamattomia kosketuskuviota todellisiin kosketuskuvioihin molempien kartiopyöräparien osalta. Laskelmissa käytettiin taulukon 8.3.1 asemapoikkeama-arvoja ja taulukon 8.1.2.1 muoto poikkeamaparametreja. Kuvissa esitetyissä mitoissa on huomioitu hampaiden päissä olevat viisteet sekä Becalin käytäntö esittää kosketuskuviot radiaaliprojektiossa.



Kuva 9.1.1 Pyöräpari 1: Vetokylkien laskennalliset ja todelliset kosketuskuviot ilman kuormaa



Kuva 9.1.2 Pyöräpari 2: Vetokylkien laskennalliset ja todelliset kosketuskuviot ilman kuormaa

Kuvista nähdään, että pyöräparin 2 tapauksessa laskennalliset kosketuskuviot vastasivat lähes täydellisesti todellisuutta. Pyöräparin 1 vastaavuus oli heikompi. Jotta Becalin luotettavuudesta voitaisiin tehdä perusteltuja päätelmiä, oli ensin pyrittävä selvittämään syy tulosten eroavaisuuteen. Tässä vaiheessa on syytä mainita, että tilanne oli vastaavanlainen myös seuraavassa luvussa käsiteltävässä kuormitetussa tapauksessa.

Tuloksissa havaitun eron katsottiin johtua joko geometriapoikkeamiin tai kartiopyörien keskinäisen aseman kuvaukseen liittyvistä epätarkkuuksista. Rynnön simulointimenetelmän rajoittuneisuutta pidettiin epätodennäköisenä syynä, koska aikaisempien kokemusten perusteella Becalilla tiedettiin olevan mahdollista simuloida kuormittamatonta ryntöä tarkemmin kuin mihin pyöräparin 1 tulokset viittasivat. Syyn liittyminen geometriapoikkeamien kuvaukseen katsottiin niin ikään epätodennäköiseksi, koska koordinaattimittausten perusteella pyöräparit olivat geometriapoikkeamien suhteen tasavertaisia ja muotoapoikkeamien approksimaatiot todettiin yhtä tarkoin ainakin sillä alueella jossa kuormittamatonta kosketuskuvio sijaitsee.

Näin ollen katsottiin perustelluksi olettaa syyn liittyvän kartiopyörien keskinäisen aseman kuvaukseen. Mahdolliset epätarkkuudet pyöräparin 1 asemapoikkeama-arvoissa voivat johtua kahdesta syystä. Ensimmäinen vaihtoehto oli virhe vaihteen kokoonpanon yhteydessä suoritetuissa mittauksissa, joiden perusteella kartiopyörien keskinäinen asema määritettiin. Tätä vaihtoehtoa pidettiin epätodennäköisenä jo pelkästään siitä syystä, että mittaukset suoritettiin samalla tavalla myös täyden kuorman testissä, jossa kosketuskuvion vastaavuus oli yhtä heikko. Lisäksi mittausten luotettavuus varmistettiin niin kattavasti, että puhtaan mittausvirheen mahdollisuus tuli käytännössä täysin eliminoitu. Mittauksiin liittyvä normaali mittausepävarmuus ei moninkertaisenaakaan riittäisi aiheuttamaan havaitun suuruista eroa todellisten ja laskennallisten kosketuskuvioiden välillä.

Toisena mahdollisuutena olivat kotelon ja laakeripesien koneistukseen ja kokoonpanoon liittyvät epätarkkuudet, joita ei voitu mitata tämän tutkimuksen puitteissa. Vertailemalla kartiopyörien viimeistelytyöstön yhteydessä taltioituja kosketuskuvioita vaihteiden kokoonpanossa saatuihin kuvioihin, pääteltiin että pyöräparin 1 vaihteessa oli merkittävä ylimääräinen hypoidipoikkeama. Päätelmä perustui seuraaviin havaintoihin: Vaihteen kokoonpanossa kosketuskuvio säädettiin selvästi lähemmäksi hammastuksen kantaa kuin viimeistelytyöstössä. Tällöin kosketuskuvio liikkuu myös hampaan korkeussuunnassa. Pyöräparin 2 tapauksessa kyseinen liike on selkeästi nähtävissä todellisissa kosketuskuvioissa ja se voitiin myös simuloida laskennallisesti. Sen sijaan pyöräparin 1 tapauksessa kuvion korkeussuuntainen liike ei vastannut pituussuuntaista liikettä. Syöttämällä asemapoikkeama-arvoihin ylimääräinen 0,15 mm:n hypoidipoikkeama, saavutettiin pyöräparissa 1 saman tasoinen vastaavuus suhteessa todellisiin kuvioihin kuin pyöräparissa 2. Merkittävän suuruista ylimääräistä akselikulmapoikkeamaa pidettiin epätodennäköisenä, koska sen olisi pitänyt olla noin $0,06^\circ$. Tämä vastaisi esimerkiksi noin 1 mm:n epäkeskisyyttä pinionin laakeripesien välillä.

Kuvasta 9.1.1 nähdään, että todellinen kosketuskuvio on pinionin hampaalla hieman eri kohdassa ja eri pituinen kuin lautaspyörässä. Kuormitetuissa kosketuskuvioissa (kuva 9.2.1) vaihtelu näkyi selkeämmin, koska ne edustavat yhden hammasparin ryntöä. Vaihtelun todennäköisimmäksi aiheuttajaksi todettiin vaihteen kokoonpanossa havaittu lautaspyörän aksiaaliheitto, jonka ansiosta kartiopyörien keskinäinen asema muuttuu lautaspyöräakselin pyöriessä (luku 8.3). Tällaista tilannetta ei normaalisti voida käsitellä Becal -laskennassa. Aksiaaliheiton vaikutusta yritettiin kuitenkin simuloida tekemällä testilaskelmia, joissa asemapoikkeama-arvoja muuttamalla ”simuloitiin” kartiopyörien keskinäisen asennon muuttumista. Asemapoikkeama-arvot laskettiin mitatun aksiaaliheiton perusteella niin, että ne kuvaisivat keskinäisen aseman ääripäitä ja toisivat siten esiin vaihtelun kosketuskuvioissa. Ensin testattiin hetkelliset tilanteet, joissa lautaspyörän aksiaaliheitto oli joko ala- tai ylärajallaan hammaskosketuksen kohdalla (lautaspyörä kallellaan akselitasossa). Tällöin heiton vaikutus akselikulmapoikkeamaan ja pinionin aksiaalipoikkeamaan on suurimmillaan. Seuraavaksi testattiin tilanteet, joissa heitto oli joko ala- tai ylärajallaan 90°

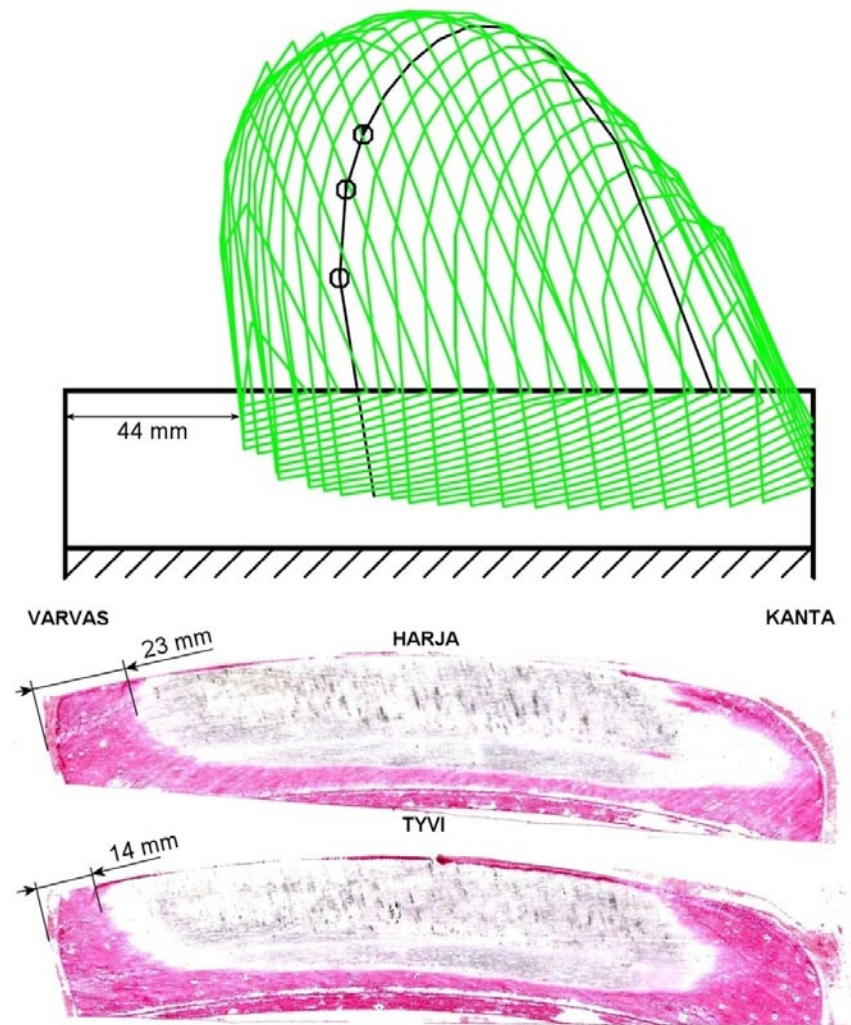
hammaskosketuksesta ja siten nolla hammaskosketuksen kohdalla. Tällöin vaikutus hypoidipoikkeamaan oli suurimmillaan. Yhdistämällä testilaskelmien kosketuskuviot nähtiin, että aksiaaliheitto aiheuttaisi kosketuskuvion levenemisen noin 4 mm:llä ja kuvion keskikohdan siirtymisen noin 2 mm lähemmäs hammastuksen varvasta. Näin ollen voidaan todeta että lautaspyörän aksiaaliheitto aiheutti ainakin osan pyöräparin 1 kuviossa havaitusta vaihtelusta.

Kuvissa 9.1.1 ja 9.1.2 esitetyt laskennalliset kosketuskuviot eivät sisällä jakopoikkeamien vaikutusta. Sen arvioimiseksi suoritettiin Becalilla kaksi testilaskelmaa, joissa käytettiin eri jakopoikkeamia. Arvot pyrittiin valitsemaan mittaustuloksista siten, että ne edustaisivat kosketuskuvion kannalta äärimmäisiä tilanteita. Laskelmien mukaan jakopoikkeamat aiheuttaisivat kuvion siirtymistä molempiin suuntiin hampaan pituussuunnassa noin 4 mm, jolloin kuvion koko kasvaisi noin 8 mm, kun vaihdetta pyöritetään riittävän pitkään (ks. LIITE 6, kohta E). Kosketuskuvion sijainti ei siis muutu lainkaan jakopoikkeamien vaikutuksesta. Laskelmien edustamien ääritilanteiden esiintyminen kyseessä olevien vaihteiden hammaskosketuksen säädön yhteydessä oli melko epätodennäköistä.

Mitattujen pyörintäpoikkeamien vaikutus laskennalliseen kosketuskuvioon tiedettiin ilman testaustakin merkityksettömän vähäiseksi. Pyörintäpoikkeamat olivat nimittäin suuruudeltaan vain murto-osan lautaspyörän aksiaaliheiton aiheuttamasta "pyörintäpoikkeamasta". Mainittakoon, että lautaspyöräakselin pallomaisen rullalaakerin välyksestä aiheutuvalla $0,01^\circ$ akselikulmapoikkeamalla todettiin olevan vähäinen mutta selkeästi nähtävissä oleva vaikutus kosketuskuvioon (ks. LIITE 6, kohta B).

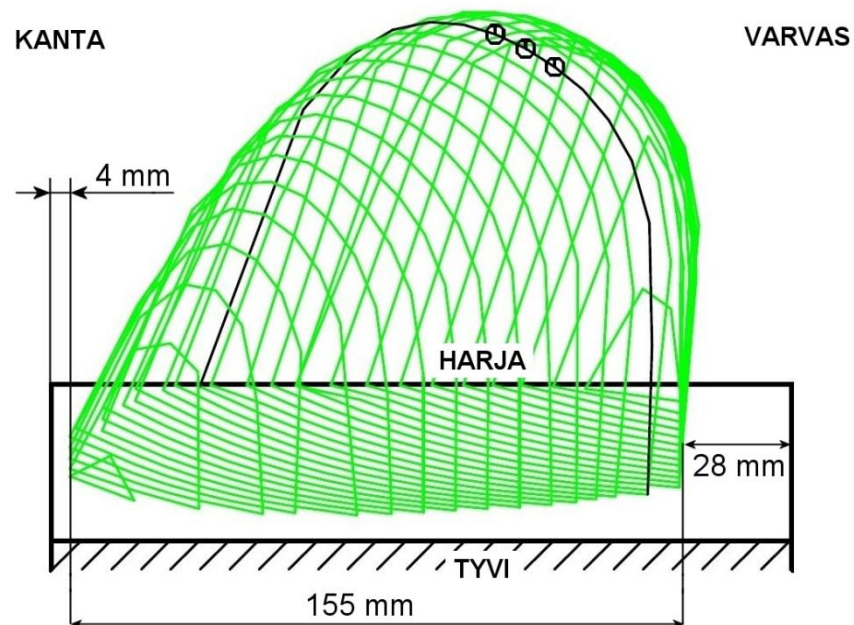
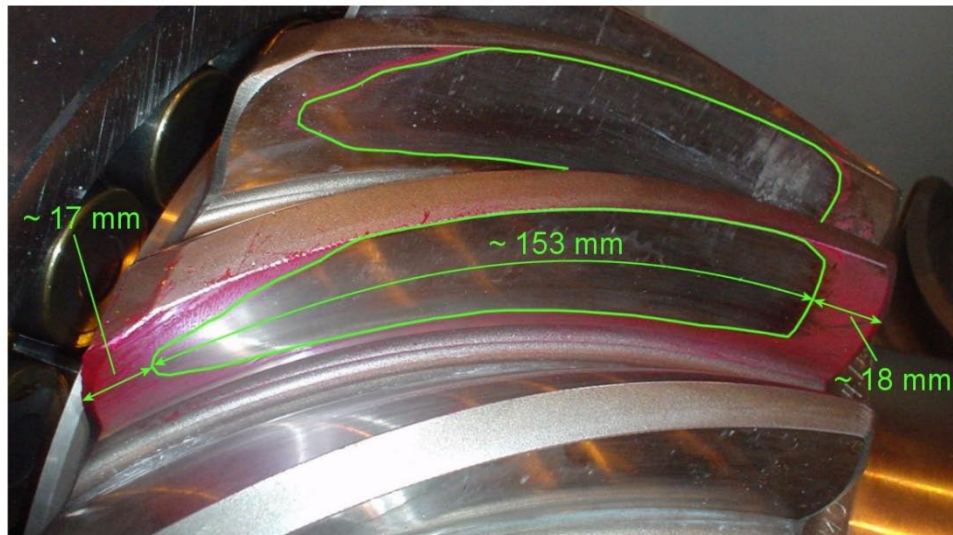
9.2. Kuormitettu tilanne

Kuvissa 9.2.1 ja 9.2.2 nähdään tulokset kuormitetun tilanteen osalta. Laskennalliset kosketuskuviot perustuvat taulukossa 8.2.2.1 korostettuihin asemapoikkeama-arvoihin ja taulukon 8.1.2.1 muoto-poikkeamaparametreihin. Kuva 9.2.1 edustaa pyöräparia 1, jonka todellisissa kosketuskuviossa ilmennyttä vaihtelua on havainnollistettu kahdesta eri hampaasta taltioituilla teippikuvilla. Huolimatta siitä, että pyöräparin 2 kosketuskuvio (kuva 9.2.2) taltioitiin ainoastaan valokuvana, kyettiin sen kokoa ja sijaintia kuitenkin arvioimaan tarkasti hyödyntämällä pyöräparin 1 tuloksia. Tämä oli mahdollista vertailuperiaatteella, koska pyöräparin 1 kosketuskuviot taltioitiin teippikuvien lisäksi myös vastaavanlaisina digitaalivalokuvina (LIITE 5) ja hammasgeometriat ovat vertailun kannalta yhtenevät. Laskennallisissa tuloksissa kosketuskuvio muodostuu hampaan kyljellä olevista vihreistä käyristä, jotka edustavat hetkellisten "kosketusellipsien" pituusakseleita. Hampaan yläpuolelle kohoavat kaaret edustavat hetkellisiä pintapainejakautumia.



Kuva 9.2.1 Pyöräparin 1 pinionin laskennallisen ja todellisen kuormitetun kosketuskuvion vertailu

Kuvasta 9.2.2 nähdään, että pyöräparin 2 laskennallisen kosketuskuvion koko, muoto ja korkeussuuntainen sijainti vastasivat hyvin todellisuutta. Toivomisen varaa jätti ainoastaan kuvion pituussuuntainen sijainti, joka oli noin 10 mm lähempänä hammastuksen kantaa kuin todellisuudessa. Pyöräparin 1 todellisten kosketuskuvioiden vaihtelu oli huomattavasti suurempaa kuin kuormittamattomassa tilanteessa. Kuvassa 9.2.1 esitetty laskennallinen kosketuskuvio perustuu laskelmaan, jossa lautaspyörän aksiaaliheittoa (luku 8.3) ja ylimääräistä hypoidipoikkeamaa (luku 9.1) ei ole huomioitu. Todellinen kosketuskuvio, johon laskennallista kuviota pitäisi verrata, on jonkinlainen välimuoto kahdesta taltioidusta kuviosta. Näin tulkittuna laskennallinen kuvio sijoittuu noin 26 mm lähemmäksi kantaa kuin todellisuudessa. Kun laskelmaan lisätään edellä mainittu ylimääräinen hypoidipoikkeama, on ero noin 13 mm, joka vastaa hyvin pyöräparin 1 tulosta. Tämä havainto vahvisti käsitystä, että pyöräparin 1 vaihteessa oli todellakin arvioidun suuruinen ylimääräinen hypoidipoikkeama.



Kuva 9.2.2 Pyöräparin 2 pinionin todellisen ja laskennallisen kuormitetun kosketuskuvion vertailu

Lautaspyörän aksiaaliheiton vaikutusta kuormitettuun kosketuskuvioon simuloitiin samaan tapaan kuin kuormittamattoman tilanteen yhteydessä, mutta tällä kertaa sillä ei kyetty selittämään kuin pieni osa kuvioissa esiintyneestä voimakkaasta vaihtelusta. On kuitenkin huomattava, että testilaskelmien tulosten yhdistämiseen perustuva simulaatio ei tarkalleen ottaen vastaa todellisuutta, koska lautaspyörän asema muuttuu jatkuvasti rynnön aikana. Näin ollen rynnön simuloinnissa kartipyörien keskinäinen asema on tarkalleen oikea vain yhden laskenta-askeleen kohdalla.

Kuvissa 9.2.1 ja 9.2.2 esitetyt laskennalliset kosketuskuviot eivät sisällä jakopoikkeamien vaikutusta. Sitä arvioitiin samanlaisilla testilaskelmilla kuin kuormittamattomien kuvioden tapauksessa. Jännitysten lailla (luku 5.2.2) myös jakopoikkeamien suhteen on määriteltävissä ääritilanteet, joista toisessa kosketuskuvio on hammastuksen kannalla lähimpänä pinionin harjaa ja varpaalla lähimpänä tyveä.

Täyden kuorman testissä taltioidut kosketuskuviot edustivat jotakin tilannetta näiden ääripäiden välillä ja jakopoikkeamien vaikutusta voitiin siten arvioida tarkasti kosketuskuvioiden vaihtelun perusteella. Pyöräparin 2 kuormitetuissa kosketuskuvioissa ei vaihtelua juuri ilmennyt, joten jako- ja pyörintäpoikkeamien vaikutus voitiin todeta myös kuormitetun tilanteen kannalta vähäiseksi. Koska koordinaattimittausten perusteella jako- ja pyörintäpoikkeamat olivat samaa suuruusluokkaa molemmissa pyöräpareissa, ei pyöräparin 1 kosketuskuvioissa havaitulla vaihtelulla voinut olla tekemistä geometriapoikkeamien kanssa. Havaintoja tukevat myös edellä mainitut testilaskelmat, joiden mukaan jakopoikkeamat voivat aiheuttaa suurimmillaan noin ± 2 mm:n vaihtelun kosketuskuvion pituussuuntaisessa sijainnissa (LIITE 6, kohta E).

Pyöräparin 1 tapauksessa muotopoikkeamien approksimaatiolla ei ollut mahdollista kuvata sekä pinionin että lautaspyörän mittaustuloksissa havaittua painauma- lähellä hammastuksen kantaa. Näin ollen Becal -laskelmissa käytettyihin geometriamalleihin jäi kyseiseen kohtaan kohouma suhteessa mitattuun pintaan (kuva 8.1.2.1). Tämä aiheuttaa laskennallisen kuvion siirtymistä kohti kantaa ja voi olla syy jäljelle jääneeseen eroon (3 mm) todellisen ja laskennallisen kosketuskuvion vastaavuudessa verrattuna pyöräpariin 2.

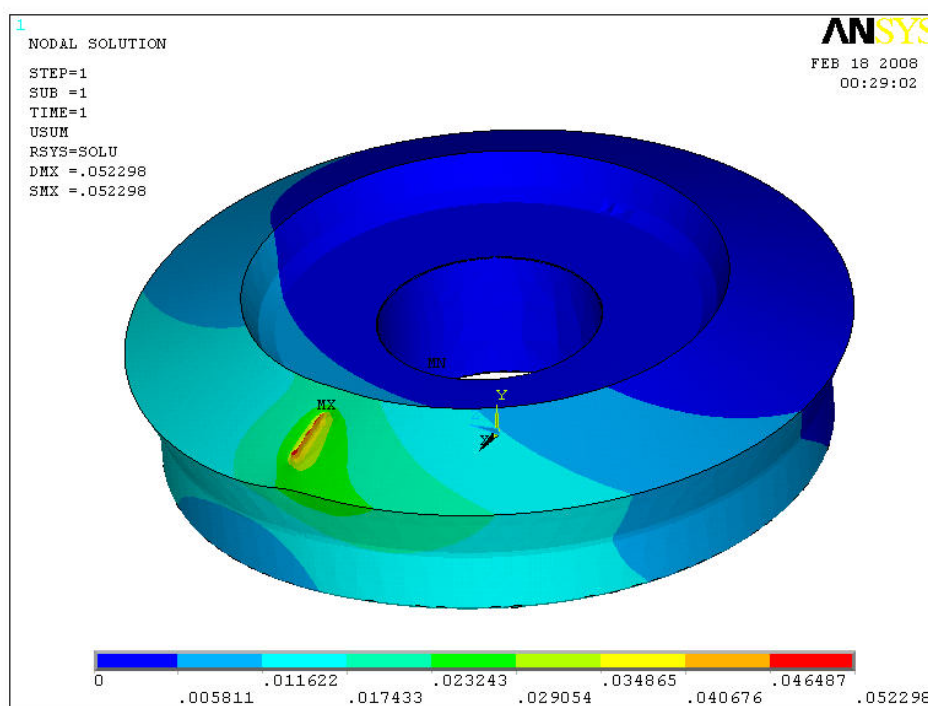
Kuvassa 9.2.2 nähtävää vastaavuutta voidaan jo sellaisenaan pitää hyvänä saavutuksena, ottaen huomioon Becalin nopeat laskentamenetelmät. Lähes täydellisesti todellisuutta vastaava kuormittamaton kosketuskuvio antoi kuitenkin aiheutta pohtia, oliko Becalin rajat jo saavutettu vai olisiko asemapoikkeama-arvojen ja geometriapoikkeamien tarkkuutta parantamalla mahdollista saavuttaa vieläkin tarkempia tuloksia kuormitetun rynnön simuloinnissa. Seuraavassa käsitellään tästä näkökulmasta tekijöitä, joiden merkitystä ei ole vielä käsitelty. Näitä ovat:

1. Poikkeamat hammasvahvuudessa
2. Kartiopyörän runko-osan muodonmuutokset
3. Muotopoikkeamien approksimaatiosta aiheutuva virhe hammaskyljen reunalueilla
4. Akselilaskentamenetelmän luotettavuus
5. Vaihdekotelon FEM -mallin luotettavuus

Luvussa 8.1.2 mainitun hammasvahvuuden poikkeaman merkitystä tutkittiin kahden yksinkertaisen FEM-mallin avulla. Geometrialtaan yksinkertaistettuihin, kaarevaa hammasta muistuttaviin elementtimalleihin kohdistettiin hetkellistä hammaskontaktia kuvaava kuormitus. Mallit olivat geometrialtaan ja kuormitukseltaan identtiset lukuun ottamatta hampaan vahvuutta (nimellinen ja todellinen vahvuus). Hampaiden siirtymissä todettu ero oli suuruudeltaan muutamia mikrometrejä. Näin ollen Becal -laskelmissa käytetyn, hieman todellisesta poikkeavan hammasvahvuuden vaikutus hampaan jäykkyyteen ja sitä kautta kosketuskuvioihin todettiin merkityksettömäksi.

Becalissa käsitellään vain hampaiden ja niiden tyven välittömässä läheisyydessä olevan materiaalin muodonmuutoksia. Näin ollen ainoa keino kartiopyörän rungon muodonmuutosten huomioimiseksi on sisällyttää ne asemapoikkeama-arvoihin. Tässä

tapauksessa oli selvää, että pinionin muodonmuutokset ovat merkityksettömiä ja lautaspyöränkin osalta ne osattiin olettaa vähäisiksi pyörän massiivisen rakenteen perusteella. Asia varmistettiin FEM -mallilla, jossa geometrialtaan yksinkertaistettuun lautaspyörään kohdistettiin vaihteen täyttä kuormaa vastaavat hammasvoimat. Laskentamallissa lautaspyörä tuettiin jäykästi keskireiästään ja hammasvoimat kohdistettiin jakokartiolle rajatulle alueelle, joka jäljitteli todellista tilannetta hieman paremmin kuin yksinkertainen pistekuorma. Kuvassa 9.2.3 kokonaissiirtymien osalta esitettyjen tulosten pohjalta asemapoikkeama-arvoja muokattiin siten, että lautaspyörän muodonmuutokset tulivat huomioiduiksi. Kuvasta nähdään, että muodonmuutosten vaikutus asemapoikkeama-arvoihin on hyvin vähäinen (suuruusluokkaa 0,015 mm). FEM-mallin siirtymien mukaan tehdyssä Becal -testilaskelmassa kosketuskuvioissa ei havaittu käytännössä lainkaan muutosta.



Kuva 9.2.3 *Hammasvoimien aiheuttamat kokonaissiirtymät lautaspyörässä*

Luvussa 8.1.2 nähtiin miten virhe muoto poikkeamien approksimaatioissa kasvoi hampaan reunoja lähestyttäessä. Edellä esitellyissä tuloksissa laskennallisten kosketuskuvioiden muoto ja koko vastasivat kuitenkin niin hyvin todellisuutta, että muoto poikkeamien kuvausta tarkentamalla ei uskota saavutettavan merkittävää parannusta.

Sitä, miten luotettavasti akselilaskennassa kyettiin ennustamaan muutos kartiopyörien keskinäisessä asemassa kuorman alla, ei voitu arvioida tämän tutkimuksen puitteissa. Käytössä olleiden akselilaskentaohjelmien kykyä mallintaa akseleiden ja laakereiden keskinäisiä vuorovaikutuksia sekä niistä seuraavia muodonmuutoksia olisi periaatteessa mahdollista arvioida käytännön mittauksilla tai monimutkaisilla FEM -malleilla. Tällaiset tarkastelut olivat kuitenkin tämän

tutkimuksen laajuuden ulkopuolella. Toinen epävarmuustekijä liittyi laskennassa käytettyihin kuormituksiin. Hammasvoimien suuruus ja suunta laskettiin peruskaavoilla, joissa huomioidaan ainostaan hampaan keskipisteessä esiintyvä ryntö- ja spiraalikulma. Voimien oletettiin pysyvän suuruudeltaan, suunnaltaan ja sijainniltaan vakiona koko rynnön ajan. Hammaskontaktin kitkaa ei huomioitu lainkaan. On mahdollista, että näiden yksinkertaistusten merkitys on vähäinen tarkasteltaessa kartiopyörien todellisia käyttöolosuhteita, joissa hammaskontaktissa on voitelukalvo ja yhden täydellisen rynnön jaksonaika mitataan millisekunneissa. Tässä tutkimuksessa simuloitiin kuitenkin tilannetta, jossa pyörimisnopeus oli hyvin pieni eikä hammaskyljet toisistaan erottavaa elastohydrodynaamista öljykalvoa ollut. Todellisuudessa hammaskylkiin kohdistuvien voimien suunta ja suuruus vaihtelevat riippuen kontaktin sijainnista, koska spiraalikulma ja ryntökulma muuttuvat. Lisäksi pyörimisnopeuden ollessa pieni, on akselistolla enemmän aikaa reagoida tähän muutokseen. Kitkan olemassa olo voimistaa tätä muutosta. Mainittakoon, että Dresdenin yliopistossa kehitetyssä, lieriöpyörien HKA-ohjelmistossa hammaspyörien keskinäisen aseman muutos määritetään erikseen useita kertoja rynnön simuloinnin aikana, ottaen huomioon kullakin hetkellä vaikuttavat todelliset hammasvoimat [63; 16].

Luvussa 8.2.1 käsiteltiin kotelon muodonmuutosten huomioimiseen käytetyn FEM – mallin rajoituksia. Kuormitusten kuvaukseen liittyvien puutteiden lisäksi mallin mahdollisuuksia kuvata todellista tilannetta rajoitti se, että laakeripesien kääntymät jätettiin huomiotta. Lisäksi vaihteiden täyden kuorman testissä pinioniakselin aksiaalikuormat vastaanottavan laipan kiinnitys ei vastannut FEM-mallia. Testin aikana (ennen lopullisten asennusmittojen lukkoon lyömistä) kyseinen laippa on kiinni vain muutamalla pultilla aksiaalivoiman kulkiessa pienten teräksisten säätölevyjen läpi. FEM-mallissa kyseinen liitos on kuvattu kauttaaltaan kiinnitetyksi, jolloin laipan aksiaalisuuntainen jäykkyys on suurempi. Mikäli laipan suurempi jousto otettaisiin huomioon laskennassa, olisi seurauksena pinionin aksiaalipoikkeaman kasvu ja laskennallisen kuvion siirtyminen lähemmäksi todellista. Tämän tutkimuksen puitteissa ei voitu selvittää olisiko kyseisellä seikalla mahdollista selittää jäljelle jäänyt, noin 10-13 mm ero laskennallisen ja todellisen kuvioiden pituussuuntaisessa sijainnissa.

9.3. Tulosten kannalta oleelliset tekijät

Geometriapoikkeamien ja kartiopyörien keskinäisen aseman määrittämiseen liittyvistä yksittäisistä tekijöistä (esim. laakerivälykset ja jakopoikkeamat) osalla oli suurempi merkitys kuin muilla ja vastaavasti jotkut asiat todettiin täysin merkityksettömiksi. Muutamia näistä asioista käsiteltiin jo edellisessä luvussa, jossa esimerkiksi jako- ja pyörintäpoikkeamien vaikutus todettiin epäoleelliseksi. Tieto yksittäisten seikkojen merkityksellisyydestä on oleellinen arvioitaessa Becalin käytettävyyttä, koska niiden huomioimisen edellyttämä erityisosaaminen ja työmäärä vaihtelee suuresti. Seuraavassa tarkastellaan muutamien yksittäisten seikkojen merkitystä ja tuodaan esiin

kokonaisvaikutus joka akseliston muodonmuutosten ja siirtymien sekä geometriapoikkeamien huomioinnilla oli kosketuskuvioihin.

Muotopoikkeamat:

Muotopoikkeamien huomioinnilla todettiin olevan positiivinen vaikutus niin kuormittamattomien kuin kuormitettujenkin kosketuskuvioiden vastaavuuteen (ks. LIITE 6, kohta D). Muotopoikkeamien huomiotta jättäminen olisi lyhentänyt kuormitetun kosketuskuvion pituutta noin 4 % ja siirtänyt sitä lähemmäksi hammastuksen kantaa, eli kauemmaksi sen todellisesta sijainnista. Samalla kuvion muodon vastaavuus olisi hieman heikentynyt. Kuormittamattoman kosketuskuvion sijaintiin muotopoikkeamilla ei ollut juuri vaikutusta, mutta niiden huomiotta jättäminen olisi pienentänyt kuvion kokoa pituussuunnassa noin 10 %.

Kartiopyörien ja akseleiden välisten ahdistussovitteiden vaikutus tuloksiin selvitettiin tekemällä Becal -testilaskelma, jossa sovitteiden vaikutus jätettiin huomiotta. Tämän todettiin heikentävän kosketuskuvioiden vastaavuutta jopa enemmän kuin muotopoikkeamien huomiotta jättäminen (ks. LIITE 6, kohta C).

Kartiopyörien keskinäisen aseman muutos kuorman alla:

Erillisen Becal -laskelman perusteella todettiin, että akseliston muodonmuutosten ja siirtymien huomiotta jättäminen olisi selvästi heikentänyt kuormitetun kosketuskuvion vastaavuutta suhteessa todellisuuteen (ks. LIITE 6, kohta A). Näin ollen luvussa 8.2 käsitelty akselilaskenta ja siihen pohjautuva kartiopyörien keskinäisen aseman muutoksen määrittäminen oli selvästi tarpeen tässä tapauksessa. Laakerivälysten huomiointi todettiin oleelliseksi perustuen testilaskelmaan, jossa säteislaakereiden määrittelemisen välyksettömiksi heikensi merkittävästi kuormitetun kosketuskuvion vastaavuutta suhteessa todellisuuteen. Mainittakoon, että vaikka lopullisten välysten laskennassa käytetyt toleranssialueet olivat melko suuria, viittasivat vaihteiden kokoonpanossa suoritettut mittaukset siihen, että laskennalliset välykset vastasivat hyvin todellisuutta.

Pinioniakselin pallomaisen rullalaakerin sisäisen välyksen arvo voi teoriassa vaihdella välillä 0,06 - 0,18 mm, riippuen siitä missä kohtaa toleranssialueitansa laakerin nimellinen vällys ja sisäkehän ahdistussovite ovat. Lautaspyörän tapauksessa vaihteluväli oli 0,08 - 0,21 mm. Tulosten luotettavuuden kannalta riittävä tarkkuus laakerivälyksille pyrittiin arvioimaan tekemällä Becalilla testilaskelmat käyttäen edellä mainittuja maksimi- ja minivälyksiä. Laakerivälysten suuruuden todettiin vaikuttavan oleellisesti hypoidipoikkeamaan (a_{hyp}) ja pinionin aksiaalipoikkeamaan (a_{ax-pin}). Testilaskelmista kävi myös ilmi, että kuormitetut kosketuskuviot pysyivät lähes muuttumattomina verrattuna varsinaiseen, keskimääräisiin vällysarvoihin perustuvaan kuvioon. Syvällisempi perehtyminen osoitti, että laakerivälysten varioinnin aiheuttamat muutokset asemapoikkeama-arvoissa aiheuttivat vastakkaissuuntaisia muutoksia kosketuskuviossa ja siten kompensoivat toisiaan. Esimerkiksi maksimivälyksillä

suoritetussa laskelmassa pinionin aksiaalipoikkeama oli noin 0,2 mm suurempi kuin minimivälyksillä. Pelkästään tämän muutoksen vaikutuksesta kosketuskuvio siirtyisi selkeästi kohti hammastuksen varvasta. Kuitenkin samanaikaisesti hypoidipoikkeaman itseisarvo kasvoi noin 0,21 mm ja sen todettiin siirtävän kuvion lähelle alkuperäistä sijaintiaan. Välysten varioinnin vaikutus pallomaisten rullalaakereiden muodonmuutoksiin (jäykkyyteen) todettiin vähäiseksi, joten edellä mainitut muutokset asemapoikkeama-arvoissa ovat täysin akselien siirtymistä johtuvia. Edellä mainittujen lisäksi käsiteltiin myös tilanteita, joissa pinioniakselin laakerilla oli maksimivälykset ja lautaspyöräakselin laakerilla minimivälykset sekä päin vastoin. Näissäkin tapauksissa vaikutus kosketuskuvioon oli vähäinen.

Tarkkuudella jolla laakerien lopulliset välykset kyettiin määrittämään, ei siis tässä tapauksessa ollut suurta merkitystä kosketuskuvioiden kannalta. Riittävä tarkkuus olisi saavutettu laakerin vällyluokan mukaisella keskimääräisellä nimellisvälyksellä. Sisäkehän ahdistussovitteen huomiointia tai esimerkiksi välyksen mittaamista kokoonpanossa voidaan pitää selkeästi tarpeettomana. On syytä korostaa, että havainnot ovat myös tältä osin tapauskohtaisia.

Vaihdekotelon muodonmuutosten huomiointi todettiin tarpeelliseksi. Niiden vaikutus kosketuskuvioihin oli hyvin samanlainen kuin laakerivälysten vaikutus.

Testilaskelmien perusteella tulosten kannalta merkityksettömiksi seikoiksi todettiin muun muassa akselin oman painon huomiointi sekä pinioniakselin pallomaisen painerullalaakerin säteistuennan simuloiminen ylimääräisellä iteraatiolla (luku 8.2.1). Akseligeometrian kuvaukselta edellytettävää tarkkuutta arvioitiin testilaskelmalla, jossa pinioni- ja lautaspyöräakselille annettiin vain yksi halkaisija-arvo (pin: 200 mm ja lp: 250 mm). Vaikutus kosketuskuvioihin oli merkityksetön.

10. JOHTOPÄÄTÖKSET

Työn tarkoituksena oli arvioida kaarevahampaisten kartiohammaspyörien hammaskosketusanalyysiin erikoistuneen Becal -ohjelman soveltuvuutta suunnittelutyökaluksi. Soveltuvuudella tarkoitetaan tässä yhteydessä luotettavuuden ja käytettävyyden yhdistelmää. Tulosten luotettavuuden lisäksi oltiin siis kiinnostuneita siitä, miten vaativaa laskentaprosessia ja tapauskohtaista selvitystä riittävän tarkat tulokset edellyttävät.

Työn tavoitteet pyrittiin saavuttamaan vertaamalla laskennallisia tuloksia todellisiin esimerkkitapauksiin, joihin toimi kaksi laivakäyttöön tarkoitettua potkurilaittevaihtetta. Vaihteet olivat muilta osin samanlaisia, mutta niissä käytetyt kartiopyörät olivat erikätisiä. Perusajatuksena oli, että tarjoamalla laskentamalliin mahdollisimman tarkat lähtötiedot, saadaan esille tarkkuus joka Becalilla on parhaimmillaan saavutettavissa. Nämä lähtötiedot olivat hammasgeometrian poikkeamat, jotka määritettiin koordinaattimittauksella sekä kartiopyörien keskinäisen aseman muutos, joka selvitettiin mallintamalla laskennallisesti vaihteessa kuorman alla tapahtuvat muodonmuutokset ja siirtymät. Samalla pyrittiin arvioimaan analysointiprosessin käytettävyyttä. Vertailukohteeksi valittiin kosketuskuviot niin kuorman alla kuin kuormittamattomanakin.

Johtopäätösten tekoa vaikeutti se, että pyöräparin 1 laskennallisten kosketuskuvioiden vastaavuus suhteessa todellisuuteen oli selvästi heikompi kuin pyöräparin 2 tapauksessa. Lisäksi pyöräparin 1 todellisissa kosketuskuvioissa havaittiin hammaskohtaista vaihtelua, jonka laskennallinen simulointi todettiin vaikeaksi. Vaihtelun todennäköisimmäksi aiheuttajaksi katsottiin kutistussovitteella akselilleen asennetun lautaspyörän asettuminen vinoon asentoon suhteessa akseliinsa. Tulosten eritasoisen vastaavuuden syyksi epäillään pyöräparin 1 tapauksessa esiintynyttä suurempaa poikkemaa akselilinjojen risteilyssä. Kumpaakaan näistä oletuksista ei voitu aukottomasti varmentaa tämän tutkimuksen puitteissa. Oletukset perustettiin edellisissä luvuissa käsiteltyihin päätelmiin, joihin nojaten katsottiin perustelluksi arvioida Becalin laskentamenetelmien luotettavuutta pyöräparin 2 tulosten perusteella.

Kuormittamattomien kosketuskuvioiden laskennan todettiin vastaavan hyvin todellisuutta. Kuormitetun tilanteen osalta vastaavuus jätti toivomisen varaa kuvion sijainnin suhteen, mutta kuvion koko ja muoto vastasivat hyvin todellisuutta. Mikäli edellä mainitut oletukset pitävät paikkansa, voidaan todeta että Becalin avulla on mahdollista simuloida kartiopyörien kuormittamatonta ja kuormitettua ryntöä tarkkuudella, joka on varsin riittävä käytännön suunnittelu- ja tuotekehitysprosessien tarpeisiin.

Tutkimuksen tuloksiin merkittävimmin vaikuttavat epävarmuustekijät liittyivät tuntemattomiksi jääneisiin vaihdekotelon poikkeamiin sekä tarkkuuteen, jolla kartiopyörien keskinäisen aseman muuttuminen kuorman alla kyettiin laskennallisesti määrittämään. Nämä epävarmuustekijät eliminoimalla voidaan saavuttaa lopullinen varmuus Becalilla saavutettavissa olevasta tarkkuudesta. Jotta Becalin luotettavuudesta voitaisiin tehdä yleispäteviä johtopäätöksiä, olisi tutkimus toistettava erilaisille vaihdekonstruktion, hammasgeometrian ja käyttöolosuhteiden yhdistelmille. Tämä johtuu pohjimmiltaan siitä, että Becalissa käytetyt laskentamenetelmät on kalibroitu niin numeeristen kuin kokeellistenkin tutkimusten pohjalta, jolloin saavutettavissa oleva tarkkuus saattaa vaihdella tapauskohtaisesti.

Myös käytettävyyteen liittyvien yleispätevien päätelmien tekoa rajoittaa se, että tutkimuksessa käsiteltiin vain yhdenlaista tapausta. Becalilla toteuttuna HKA:n käytettävyys määräytyy kartiopyörien keskinäisten siirtymien sekä geometriapoikkeamien huomiointiin liittyvän työmäärän kautta. Näiden seikkojen merkitys on täysin tapauskohtaista, joten myös käytettävyyden voidaan katsoa olevan tapauskohtaista. Mikäli kartiopyörien keskinäiset siirtymät ja geometriapoikkeamat ovat niin pieniä, että niitä ei ole tarpeen käsitellä, on HKA:n analyysin suorittaminen Becalilla hyvin helppoa ja nopeasti omaksuttavaa. Esimerkkinä mainittakoon akseliston muodonmuutokset ja siirtymät, joiden vaikutus kosketuskuvioon oli tässä työssä melko vähäinen (LIITE 6, kohta A), johtuen suhteellisen järeästä vaihdekonstruktiosta. Tällöin koko akselilaskennan ja siihen liittyvien osatekijöiden tarkkuuden merkitys on vähäinen ja melko karkea laskentamalli siten riittävä. Toisenlaisissa tapauksissa siirtymät voivat olla suurempia, jolloin myös akselilaskennan tarkkuudella on suurempi merkitys. Tarkkuusvaatimusten kasvaessa myös akselilaskentaan liittyvä työmäärä kasvaa huomattavasti. Sama pätee geometriapoikkeamien huomiointiin.

Tässä tutkimuksessa laskennallisia tuloksia verrattiin todelliseen tapaukseen, joka ei edusta hammaspyörävaihteen tyypillisiä käyttöolosuhteita. Vertailukohteena toimineessa täyden kuorman testissä seikat, kuten komponenttien lämpölaajeneminen ja tehonsiirtolinjan dynaamiset ominaisuudet eivät nimittäin olleet läsnä. Analysoitaessa tilannetta todellisissa käyttöolosuhteissa, on myös nämä seikat huomioitava. Varsinkin dynaamisten lisäkuormien määrittäminen saattaa lisätä merkittävästi analyysiin vaativuutta ja siten vaikuttaa sen käytettävyyteen.

Mahdollisissa jatkotutkimuksissa esimerkkitapaukset on pyrittävä valitsemaan siten, että ne palvelisivat tutkimuksen tavoitteita mahdollisimman hyvin. Esimerkiksi Becalin laskentamenetelmien luotettavuuteen keskityttäessä on kartiopyörien valmistustarkkuuteen syytä kiinnittää erityistä huomiota. Hammaskyljen muotoapoikkeamien hammaskohtainen vaihtelu sekä jako- ja pyörintäpoikkeamat on pyrittävä minimoimaan. Lisäksi muotoapoikkeamien muodostaman pinnan on syytä olla muodoltaan mahdollisimman "yksinkertainen", jotta sitä voidaan approksimoida tarkasti toisen asteen pinta-funktiolla. Hammastuksen viimeistelytyöstön jälkeen akselilleen kiinnitettävien kartiopyörien asennon suoruus on syytä varmistaa mittaamalla.

Seuraavassa käsitellään geometriapoikkeamien ja kartiopyörien keskinäisten siirtymien määrittämiseen liittyviä asioita, joiden katsottiin olevan oleellisia niin HKA:in luotettavuuden kuin käytettävyydenkin kannalta.

Kartiopyörien keskinäisen siirtymien laskennallinen määrittäminen:

Tämän tutkimuksen ja aiempien kokemusten perusteella on selvää, että kartiopyörien suhteellisten siirtymien huomiointi on tärkeää hammaskosketusanalyysin tulosten luotettavuuden kannalta. Siirtymien määrittämiseen käytettävät laskentamenetelmät perustuvat lähes poikkeuksetta palkkiteorian mukaisen kimmoviivan ratkaisemiseen. Tässä tutkimuksessa ei voitu arvioida kuinka tarkasti tämän tyyppisillä menetelmillä on mahdollista mallintaa akseliston todellista käyttäytymistä. On kuitenkin selvää, että kyseisten menetelmien menestyksellä hyödyntäminen osana HKA:a edellyttää laskentaperiaatteiden ymmärtämistä pintaa syvemmältä. Tässä tutkimuksessa sekä sitä edeltäneissä tapauksissa akselilaskentaa on suoritettu yhteensä kolmella eri laskentaohjelmalla (Becalin sisäinen menetelmä, SKF Bearel ja Kisssoft). Kaikissa tapauksissa laskentamallien teko on hidasta ja sisältää paljon virhemahdollisuuksia. Käytettävyyden kannalta olisi tärkeää että lähtötietojen syöttämisen jälkeen asemapoikkeama-arvojen laskenta tapahtuisi automaattisesti. Tällöin voidaan helposti selvittää erilaisten konstruktioparametrien (esim. kuorma, välykset jne.) variaation vaikutusta hammaskosketukseen. Becalin sisäisessä akselilaskentamenetelmässä on pyritty tähän, mutta sen käytettävyyttä heikentävät muut asiat, joista osaa käsiteltiin luvussa 8.2.1.

Vaikka akselilaskentamallin ratkaisuaika on Becalin sisäisellä menetelmällä usein moninkertainen muihin menetelmiin verrattuna, on sen käyttö silti kokonaisuudessaan huomattavasti nopeampaa kuin erillisten laskentatyökalujen käyttö. Tämä johtuu ennen kaikkea siitä, että asemapoikkeama-arvot lasketaan automaattisesti. Menetelmän ehkä merkittävimmät haitat ovat laakerointien kuvaukseen liittyvät rajoitukset, tietyntyylisissä tapauksissa ilmenevät numeeriset epätasapainot, sekä tekstipohjaisen Umfeld -tiedoston heikkoudet akselilaskennan käyttöliittymänä. Oikeanlaisen Umfeld -tiedoston luominen vaatii melko perusteellista perehtymistä laskennan toimintaperiaatteisiin. Tilannetta huonontaa edelleen se, että akselilaskentamodulin käyttö on dokumentoitu heikosti Becalin käyttäjämanuaalissa.

Mahdollisissa jatkotutkimuksissa akselilaskennan luotettavuutta voidaan parhaiten arvioida mittaamalla akselistossa esiintyviä todellisia siirtymiä. Yksinkertaisimmillaan tämä voidaan toteuttaa mittakellolla. Akselilaskennassa käytettyjen kuormitusten todenmukaisuutta on mahdollista arvioida Becalissa välituloksena saatavien hetkellisten voimajakaumien kautta. Vaihdekotelon FE -mallin tarkkuutta voidaan parantaa käyttämällä kuormituksina akselilaskennasta saatuja laakerireaktioita ja selvittämällä laakeripesien siirtymien lisäksi niiden kääntymät. Akselilaskentamenetelmien luotettavuuden arvioinnin kannalta on edullista, jos vaihdekonstruktiossa esiintyy suuria muodonmuutoksia ja siirtymiä. Yksittäisten osatekijöiden (esim. laakerivälykset) laskennallisessa mallinnuksessa edellytettävää tarkkuutta on helpompi arvioida, kun

muutosten vaikutus on selvästi nähtävissä. Suuret siirtymät ovat edullisia myös mittausten kannalta, koska ne erottuvat paremmin epäoleellisista häiriötekijöistä. Esimerkkitapauksen valinnassa kannattaa ottaa huomioon myös mahdollisuudet siirtymämittausten käytännön toteuttamiseen. Vaihdekotelon valmistusepätkkyyksien (akselilinjojen keskinäinen asema) huomiointi edellyttää kotelon mittaamista koordinaattimittakoneella, jolloin kotelon pienestä koosta on etua.

Mikäli jatkossa kertyy tarpeeksi kokemuksia erilaisista konstruktioista, saattaa olla mahdollista luoda yksinkertaisia laskentakaavoja, joiden avulla voidaan tehdä nopeasti ensimmäiset arviot kartiopyörien keskinäisen aseman muuttumisesta tietyn tyyppisissä konstruktioissa. Tällaisia tuloksia voitaisiin hyödyntää aikaisessa vaiheessa suunnitteluprosessia, ennen kuin vaihteen tarkka konstruktio on tiedossa. Laskentakaavat todennäköisesti perustuisivat vaihdekonstruktion- ja hammasgeometrian pääparametreihin kuten välityssuhde, vääntömomentti, laakeriväli ja akseleiden halkaisijat.

Geometriapoikkeamien huomiointi Becalissa:

Tapa, jolla hammasgeometrian muotopoikkeamat otetaan huomioon HKA:ssä, vaikuttaa oleellisesti kyseisen ominaisuuden käytettävyyteen. Mittaustulosten hyödyntämisen suoraan (esim. puhtaasti FEM:iin perustuvassa menetelmissä) edustaa tarkemmin todellisuutta ja saattaa olla jopa helpompi toteuttaa kuin mitattujen muotopoikkeamien kuvaaminen approksimaatiolla. Tutkimuksen esimerkkitapauksessa muotopoikkeamat soveltuivat melko hyvin Becalissa käytettävään approksimaatioon, mutta tilanne ei ole aina tällainen. Jos poikkeamat muodostavat geometrisesti monimutkaisen pinnan, on täysin mahdollista, että niiden huomioiminen vaikuttaa jopa negatiivisesti tulosten tarkkuuteen. Suunnittelijan on kyettävä arvioimaan approksimaation soveltuvuutta tapauskohtaisesti ja tarvittaessa muokkaamaan sitä manuaalisesti (luku 8.1.2). Tämä edellyttää ymmärrystä approksimaation toimintaperiaatteesta ja sen rajoituksista.

Vaihteen asennon vaikutus kartiopyörien keskinäiseen asemaan:

Tutkimuksen aikana todettiin, että vaihteen asennolla saattaa, laakerointitavasta riippuen, olla huomionarvoinen vaikutus kartiopyörien keskinäiseen asemaan kuormittamattomassa tilanteessa. Kokoonpanossa laakerien sisäiset ja ulkoiset (ulkokehän ja kotelon välissä) välykset ovat usein merkittävästi suurempia kuin käyttöolosuhteissa, joissa lämpötilaerot pienentävät niitä. Näin ollen kartiopyörien keskinäinen asema saattaa hammaskosketuksen säädön aikana poiketa nimellisestä asemasta, jonka suhteen tavoitekosketuskuvio yleensä määritellään. Laakerivälysten sijoittumisen lisäksi vaihteen asennon muuttuminen vaikuttaa laakereiden kuormittussuhteisiin ja sitä kautta komponenttien painosta aiheutuviin laakerimuodonmuutoksiin. Välysten rinnalla niiden merkitys kartiopyörien keskinäiseen asemaan on kuitenkin hyvin vähäinen. Hammastuksen viimeistelytyöstössä hammaskosketusta säädettäessä oletetaan, että kartiopyörien akselit ovat nimellisessä

asemassaan (mahdollisten laakerivälysten keskellä). Mikäli tämä oletus ei edellä mainituista syistä vastaa tilannetta kokoonpanossa, saattaa olla tarpeen luoda erillinen kosketuskuvio-ohje asiakkaan kokoonpanoa varten. Asialla on vaikutusta HKA:n käytettävyyteen, koska se lisää analyysiin liittyvää työmäärää ja suunnittelijan on kyettävä arvioimaan onko kyseinen asia oleellinen tarkasteltavan kartiopyöräparin tapauksessa. Tämä edellyttää tietojen selvittämistä kartiopyöräparin käyttökohteesta.

Kartiopyörän ja akselin välisen ahdistussovituksen vaikutus:

Tutkimuksessa analysoidun kartiopyörän rakenteen perusteella oletettiin aluksi, että ahdistussovituksen vaikutus hammaskyljen muotoeroihin olisi huomattavasti voimakkaampi pinionissa, jossa hammastuksen ja reiän välissä on poikkeuksellisen vähän materiaalia varsinkin lähellä varvasta. Osoittautui kuitenkin, että vaikutus oli yhtä voimakas lautaspyörässä, huolimatta sen massiivisesta rakenteesta. Tämän selitti koordinaattimittausten perusteella tehty havainto, että sovituksen vaikutus mittaustuloksiin johtuu suurimmaksi osaksi hammastuksen säteissuuntaisesta siirtymästä ja on siten lähes riippumaton pyörän koosta ja rakenteesta. Hampaan kylkipinnan vähäisestä muodonmuutoksesta huolimatta ahdistussovituksen vaikutuksen huomioinnilla todettiin olevan selvä vaikutus laskennallisiin kosketuskuvioihin. Näin ollen voidaan todeta, että tarkimmat tulokset edellyttävät ahdistussovitteiden vaikutuksen huomiointia, ja sen tarpeellisuutta ei pidä arvioida kartiopyörän rakenteen perusteella.

HKA:n laskentavaiheiden automatisointi

Tässä tutkimuksessa kuvattu HKA -prosessi soveltuu melko huonosti käytännön suunnittelutyöhön, koska se sisältää lukuisia manuaalisia työvaiheita, edellyttää paljon erityisosaamista ja sisältää lukemattomia virhemahdollisuuksia. Prosessin käytettävyyttä voitaisiin parantaa huomattavasti laskentavaiheita automatisoimalla ja kehittämällä järjestelmä, jossa eri laskentavaiheiden kontrollointi tapahtuisi samasta käyttöliittymästä. ATA:ssa käytössä oleva kartiopyörän suunnitteluohjelma GearCalc tarjoaisi hyvän pohjan tällaiselle järjestelmälle, koska sisäisesti kehitettynä ohjelmana se tarjoaa erinomaiset jarkokehitysmahdollisuudet ja se on linkitetty ATA:n tuotantojärjestelmiin. Järjestelmä edellyttäisi automaattista tiedonsiirtoa GearCalcin ja jonkun akselilaskentaohjelman välille.

LÄHDELUETTELO

1. Niemann, G.; Winter, H. Maschinenelemente, Band III. 2. auflage. Berlin: Springer-Verlag, 1983. 294 s. ISBN 3-540-10317-1.
2. Lian, Q.; Dafoe, R. Using Advanced TCA Theory, Geometry Modification, Manufacturing Realization to Localize Bearing Contact and Reduce Cylindrical Gear Noise. Teoksessa: International Conference on Gears (VDI-Berichte 1904.1), September 14th to 16th 2005, Munich, Germany. Düsseldorf, Germany: VDI Verlag GmbH, 2005. S. 737-755. ISBN 3-18-091904-3.
3. Harianto, J.; Houser D. A Methodology for Obtaining Optimum Gear Tooth Microtopographies for Noise and Stress Minimization over a Broad Operating Torque Range. Gear Technology, July 2008. Vol. 25. S. 42-55.
4. Beach, Russell. Assembling Spiral Gears: Double Taper Can Be Double Trouble. Gear Technology, 2006. Vol. 23: 1. S. 40-47. ISSN 0743-6858.
5. Schlecht, B. 25 Jahre Erfahrung in der rechnergestützten Beanspruchungsanalyse von Verzahnungen und der Simulation von Schwingungen in Antrieben. Teoksessa: Dresdner Maschinenelemente Kolloquium, Dezember 5.-6. 2007, Dresden, Germany. TUDpress - Verlag der Wissenschaften GmbH. S. 11-90. ISBN 978-3-940046-52-9.
6. v. Seherr-Thoss, Graf. Entwicklungen zur Tragfähigkeitsberechnung von Verzahnungen. Teoksessa: Tagung Antriebstechnik – Zahnradgetriebe – Vortragsband, September 14.-15. 2000, Dresden, Germany. Selbstverlag der TU Dresden. S. 349-371. ISBN 3-86005-254-3.
7. Grant, George B. A Treatise on Gear Wheels. Twenty-First Edition. Philadelphia: Philadelphia Gear Works, 1980. 108 s.
8. Drago, Raymond J. Fundamentals of Gear Design. Stoneham, USA: Butterworth Publishers, 1988. 560 s. ISBN 0-409-90127-X.
9. Linke, H. Entwicklungen zur Tragfähigkeitsberechnung von Verzahnungen. Teoksessa: Tagung Antriebstechnik – Zahnradgetriebe – Vortragsband, September 14.-15. 2000, Dresden, Germany. Selbstverlag der TU Dresden. S. 9-28. ISBN 3-86005-254-3.
10. Häger, Peter. Bevel Gears for Thrusters. Annual Conference of the Dynamic Positioning Committee of the Marine Technology Society: Thrusters Session, September 18th - 19th 2001, Houston, USA. 17s. Saatavissa PDF-tiedostona: http://www.dynamic-positioning.com/dp2001/thrusters_hager.PDF.

11. Schlecht, B. et al. Assessment of Dynamic Loads in Multi-Megawatt-Drive-Trains by means of Multi-Body-System-Simulation. Teoksessa: International Conference on Gears (VDI-Berichte 1904.1), September 14th - 16th 2005, München. Düsseldorf, Germany: VDI Verlag GmbH, 2005. S. 537-560. ISBN 3-18-091904-3.
12. Hünecke, Carsten. Untersuchungen zur Zahnfußbeanspruchung bogenverzahnter Kegelräder ohne und mit Achsversatz auf Basis der genauen Zahngeometrie. Dissertation. Dresden 2001. Technische universität Dresden, Fakultät Maschinenwesen. 176 s.
13. Wilcox, Lowell E.; Chimner, Thomas D.; Nowell, Gregory C. Improved Finite Element Model for Calculating Stresses in Bevel and Hypoid Gear Teeth. AGMA Technical Paper 1997FTM5. AGMA, Nov. 1997. 12s. ISBN 1-55589-699-5.
14. ISO 10300. Calculation of load capacity of bevel gears. Switzerland 2001, International organization for standardization.
15. ANSI/AGMA 2003 B97. Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth. USA 1997, American Gear Manufacturers Association
16. Börner, J. Genauere Analyse der Beanspruchung von Verzahnungen. Teoksessa: Tagung Antriebstechnik – Zahnradgetriebe – Vortragsband, September 14.-15. 2000, Dresden, Germany. Selbstverlag der TU Dresden. S. 29-44. ISBN 3-86005-254-3.
17. Cuijpers, M. Tooth Root Strength of Bevel and Hypoid Gears – Development of a Practical Design Method for Rear Axle Gears in Commercial Vehicles. Dissertation. Eindhoven 2001. Technical University of Eindhoven, Faculty of Mechanical Engineering. 186 s.
18. Litvin, F.L. Development of Gear Technology and Theory of Gearing. NASA Reference Publication 1406, ARL-TR-1500. Lewis Research Center, December 1997. 124s.
19. Fan, Qi; Wilcox, Lowell. New Developments in Tooth Contact Analysis (TCA) and Loaded TCA for Spiral Bevel and Hypoid Gear Drives. Gear Technology, 2007. Vol. 24: 3. S. 26-35. ISSN 0743-6858.
20. Bibel, George B.; Handschuh, Robert. Meshing of a Spiral Bevel Gearset With 3D Finite Element Analysis. NASA Technical Memorandum 107336, ARL-TR-1224. Lewis Research Center, October 1996. 8s.

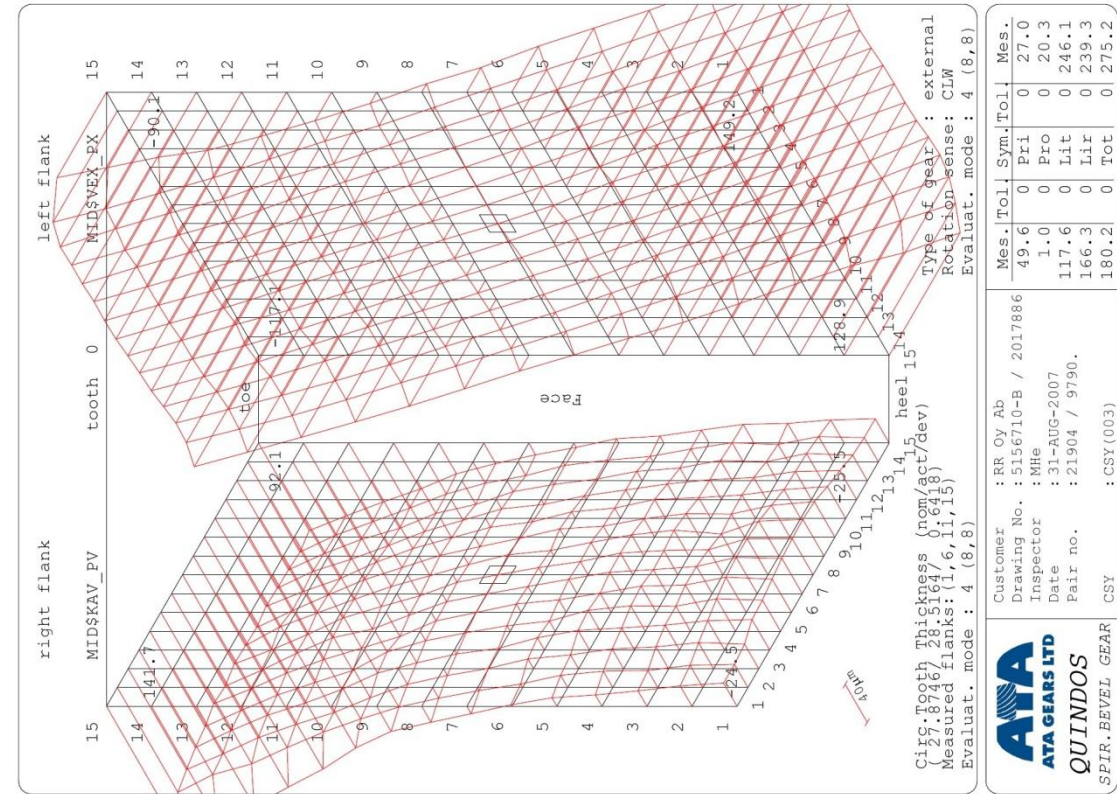
21. Li, Runfang; Lin, Tengjiao; Ou, H.; Guo, Xiaodong. Finite Element Simulation of the Dynamic Contact/Impact Behavior of Hypoid Gears. Teoksessa: International Conference on Gears (VDI-Berichte 1904.1), September 14th to 16th 2005, Munich, Germany. Düsseldorf, Germany: VDI Verlag GmbH, 2005. S. 581-590. ISBN 3-18-091904-3.
22. Cheng, Y.; Lim, T. Dynamics of Hypoid Gear Transmission With Nonlinear Time-Varying Mesh Characteristics. *Journal of Mechanical Design*, 2003. Vol. 125: 2. S. 373-383. ISSN 1050-0472.
23. Börner, Jörg; Houser, Donald R. Dynamic Distribution of Load and Stress on External Involute Gearings. AGMA Technical Paper 96FTM7. AGMA, Oct. 1996. 12s. ISBN 1-55589-674-X.
24. Peeters, Joris. Simulation of Dynamic Drive Train Loads in a Wind Turbine. Dissertation. Leuven 2006. Katholieke Universiteit Leuven – Faculteit Ingenieurswetenschappen. 336 s.
25. Wang, Jung: Nonlinear Time-varying Gear Mesh and Dynamic Analysis of Hypoid and Bevel Geared Rotor Systems. Dissertation, Cincinnati 2007
26. Gacka, Adam. New methods for the Dynamic Simulation of Bevel Gears. Innovationen rund ums Kegelrad. March 12-13 2008. Aachen, Germany. 24s.
27. JIP TIFF Project - Tooth Interior Fatigue Fracture. Technical report 2008-2093 rev. 01. Det Norske Veritas, 2008.
28. Wirth, C. Calculation of load capacity for pitting and tooth root strength of bevel and hypoid gears. Innovationen rund ums Kegelrad. March 12-13 2008. Aachen, Germany. 38s.
29. Arvin, Joseph L.; Mifflin, Thomas C.; Cervinka, James J. Spiral Bevel Gear Development: Eliminating Trial and Error with Computer Technology. *Gear Technology*, 2003. Vol. 20: 1. S. 34-39. ISSN 0743-6858.
30. MackAldener, M. Tooth Interior Fatigue Fracture & Robustness of Gears. Dissertation. Stockholm 2001. Royal Institute of Technology, Department of Machine Design. 49 s.
31. Baumann, V. et al. BECAL - Program for the calculation of the tooth flank and tooth root stresses on bevel and hypoid gears under consideration of deformations and deviations of the gear elements. FVA Research project no. 223/Ic: Final report and theory/user manual for version 3.0.x. Dresden University of Technology, Institute for Machine Elements and Machine Design. 139 s.
32. Angeles, Jorge; Figliolini, Giorgio. Algorithms for Involute and Octoidal Bevel-Gear Generation. *Journal of Mechanical Design*, 2005. Vol. 127: 4. S. 664-672. ISSN 1050-0472.

33. Litvin, F.L. et al. Enhanced Computer Aided Simulation of Meshing and Contact with Application for Spiral Bevel Gear Drives. NASA Technical Memorandum 209438, ARL-TR-2111. Glenn Research Center, October 1999. 25 s.
34. Linke, H. et al. The Development of the Program BECAL - an Efficient Tool for Calculating the Stress of Spiral Bevel Gears. International Conference on Mechanical Transmissions. Full article. April 5th - 9th 2001, Chongqing, China. Saatavissa: <http://www.me.tu-dresden.de/becal/linkehhh.pdf>.
35. Lunin, L. Cutting of spiral bevel gear on PC. [verkkodokumentti, viitattu 18.1.10]. Saatavissa: <http://www.stepanlunin.com/Models.html>
36. Litvin, F.L. et al. Computerized generation of surfaces with optimal approximation to ideal surfaces. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1993. Vol. 110. S. 39-55.
37. Vimercati, M. Computerized Design of Face Hobbed Hypoid Gears: Tooth Surfaces Generation, Contact Analysis and Stress Calculation. AGMA Technical Paper 05FTM05. AGMA, October 2005. 13s. ISBN 1-55589-853-X.
38. SFS 3996. Hammaspyörät, Kartiohammaspyörät, Poikkeamat ja mittausmenetelmät. Helsinki 1977, Suomen standardisoimisliitto. 10 s.
39. Harris, O.J. et al. Effects of Transmission Housing Flexibility and Bearing Stiffness on Gear Mesh Misalignment and Transmission Error [verkkodokumentti, viitattu 2.12.09]. 13s. Saatavissa PDF-tiedostona: <http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/auto00/p01500.pdf>
40. DIN ISO 281 Beibaltt 4. Wälzlager. Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Verfahren zur Berechnung der modifizierten Referenz-Lebensdauer für allgemein belastete Wälzlager. Berlin 2003, Deutsches Institut für Normung.
41. Gorla, C.; Rosa, F.; Schiannini, P.G. An Analytical - FEM Tool for the Design and Optimization of Aerospace Gleason Spiral Bevel Gears. AGMA Technical Paper 2000FTM7. AGMA, Oct. 2000. 12s. ISBN 1-55589-768-1.
42. Szanti, G. Method for Designing Silent Running Spiral Bevel Gears Using Loaded Tooth Contact Analysis. JSME International Conference on Motion and Power Transmissions. May 13-15 2009. Matsushima Isles Resort, Japan. 6s.
43. Wang, Jiande. Numerical and Experimental Analysis of Spur Gears in Mesh. Dissertation. Curtin 2003. Curtin University of Technology, Department of Mechanical Engineering. 261 s.
44. Handschuh, Robert F.; Bibel, George D. Comparison of Experimental and Analytical Tooth Bending Stress of Aerospace Spiral Bevel Gears. NASA Technical Memorandum 208903, ARL-TR-1891. Lewis Research Center, February 1999. 19s.

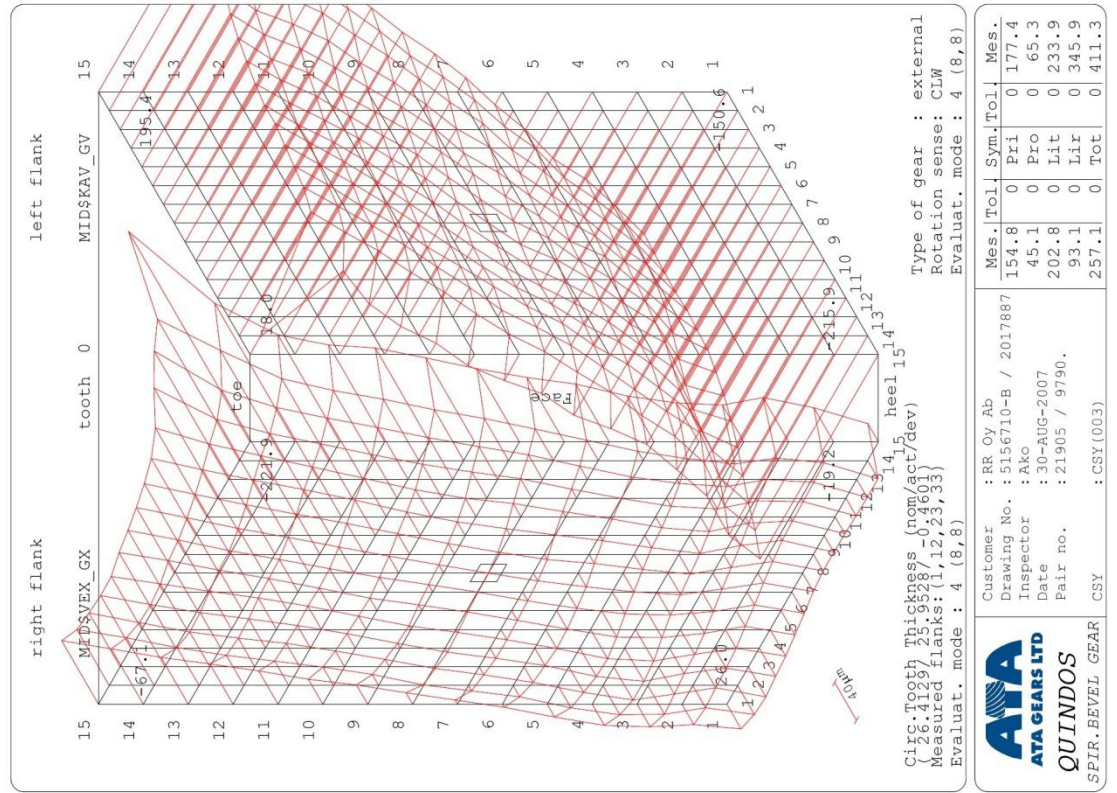
45. Vijayakar, S. A Combined Surface Integral and Finite Element Solution for a Three-dimensional Contact Problem. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1991. Vol. 31: 3. S. 525-546. ISSN 0029-5981.
46. Piazza, A.; Vimercati, M. Experimental Validation of A Computerized Tool For Face Hobbed Gear Contact and Tensile Stress Analysis. *Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*. September 4-7 2007. Las Vegas, USA. 8s.
47. Handschuh, R.F. et al. Experimental Comparison of Face-Milled and Face-Hobbed Spiral Bevel Gears. NASA Technical Memorandum 2001-210940, ARL-TR-1104. Glenn Research Center, October 2001. 14s.
48. Gagnon, P.; Gosselin, C.; Cloutier, L. Analysis of Spur and Straight Bevel Gear Teeth Deflection by the Finite Strip Method. *Journal of Mechanical Design*, 1997. Vol. 119: 4. S. 421-426. ISSN 1050-0472.
49. Gosselin, C.; Guilbault, R. The Finite Strips Methods as an Alternative to the Finite Elements in Gear Tooth Stress and Strain Analysis. AGMA Technical Paper 2000FTM12. AGMA, Oct. 2000. 11s. ISBN 1-55589-773-8.
50. Gosselin, C. et al. Simulation and Experimental Measurement of the Transmission Error of Real Hypoid Gears Under Load. *Journal of Mechanical Design*, 2000. Vol. 122. S. 109-122.
51. Henlich, T.; Linke, H. Innovative Method for Optimising Flank Modification on Toothings. Teoksessa: International Conference on Gears (VDI-Berichte 1665.1), March 13th - 15th 2002, München. Düsseldorf, Germany: VDI Verlag GmbH, 2002. S. 167-176. ISBN 3-18-091665-6.
52. Achtmann, J.; Bär, G. Optimized Bearing Ellipses of Hypoid Gears. *Journal of Mechanical Design*, 2003. Vol. 125: 4. S. 739-745. ISSN 1050-0472.
53. Stadtfeld, Hermann J. Advanced Bevel Gear Technology For The New Millennium: Manufacturing, Inspection and Optimization Collected Publications. New York: The Gleason Works, 2000. 343 s.
54. Henlich, T. Becal 3.2.0 - Definition der Flanken-Abweichungen. Technische Universität Dresden, 2005.
55. Henlich, T.; Hünecke, C. Introduction to BECAL. Spiral Bevel Gear Workshop at Ulstein Propeller AS, May 2000, Ulsteinvik. 15 s. Saatavissa PDF-tiedostona: <http://www.me.tu-dresden.de/becal/norge.html>.

56. Kirkup, Stephen; Yazdani, Javad. A Gentle Introduction to the Boundary Element Method in Matlab/Freemat. The East Lancashire Institute of Higher Education at Blackburn College, Computing Research Group and Engineering Research Group, Academic Report: AR-08-14, June 2008. 14 s. Saatavissa PDF-tiedostona: <http://www.east-lancashire-research.org.uk/AR/08/AR0814.pdf>
57. Henlich, T. Tragfähigkeitsvergleich BECAL-DIN 3991. Studie, 1999. Dresden University of Technology, Institute for Machine Elements and Machine Design. 31 s.
58. Linnestad, E. Parameter studies/comparison between Becal and ISO 10300 (NV5053) for bevel gears. Technical report no. 2001-1396, Rev.no. 00. MTP373 Machinery, 2001. 36 s.
59. Börner, Jörg; Humm, Klemens; Joachim, Franz J. Development Of Conical Involute Gears (Beveloids) For Vehicle Transmissions. Gear Technology, 2005. Vol. 22: 6. S. 28-35. ISSN 0743-6858.
60. Rolls-Royce Fact Sheet: Ulstein Aquamaster™ Azimuthing pulling propeller [verkkodokumentti]. Julkaistu 10.6.05 [viitattu 8.6.08]. 2s. Saatavissa PDF-tiedostona: http://www.rolls-royce.com/marine/downloads/propulsion/pull_fact.pdf.
61. DIN 3965. Toleranzen für Kegelradverzahnungen. Berlin 1986, Deutsches Institut für Normung.
62. ITT Flygt. Shaft and Bearing Calculation -esite. [verkkodokumentti]. [viitattu 12.1.08]. 24s. Saatavissa PDF-tiedostona: <http://www.flygt.fi/1265846.pdf>.
63. LVR – Distribution of Load, Temperature and Stresses in External Involute Gears. Documentation of WINDOWS-Version 1.3P/99. July 1999. Dresden University of Technology. Institute of Machine Elements and Machine Design. 18s.

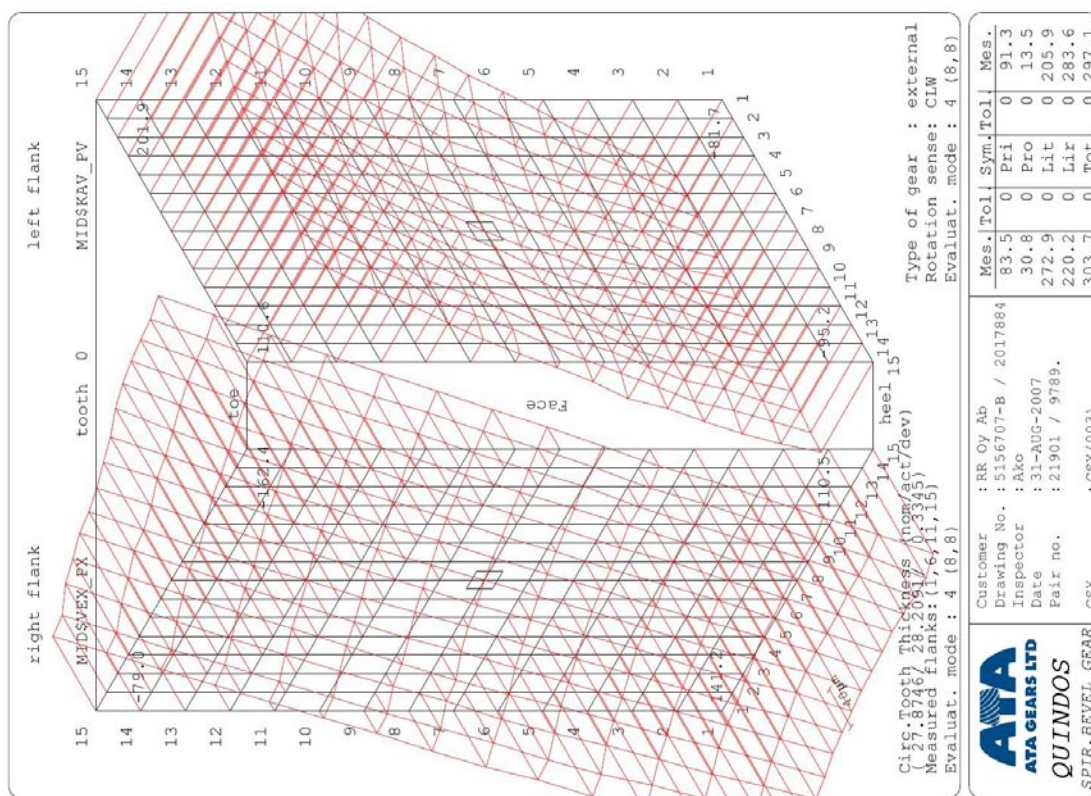
PYÖRÄPARIN 1 PINIONI:



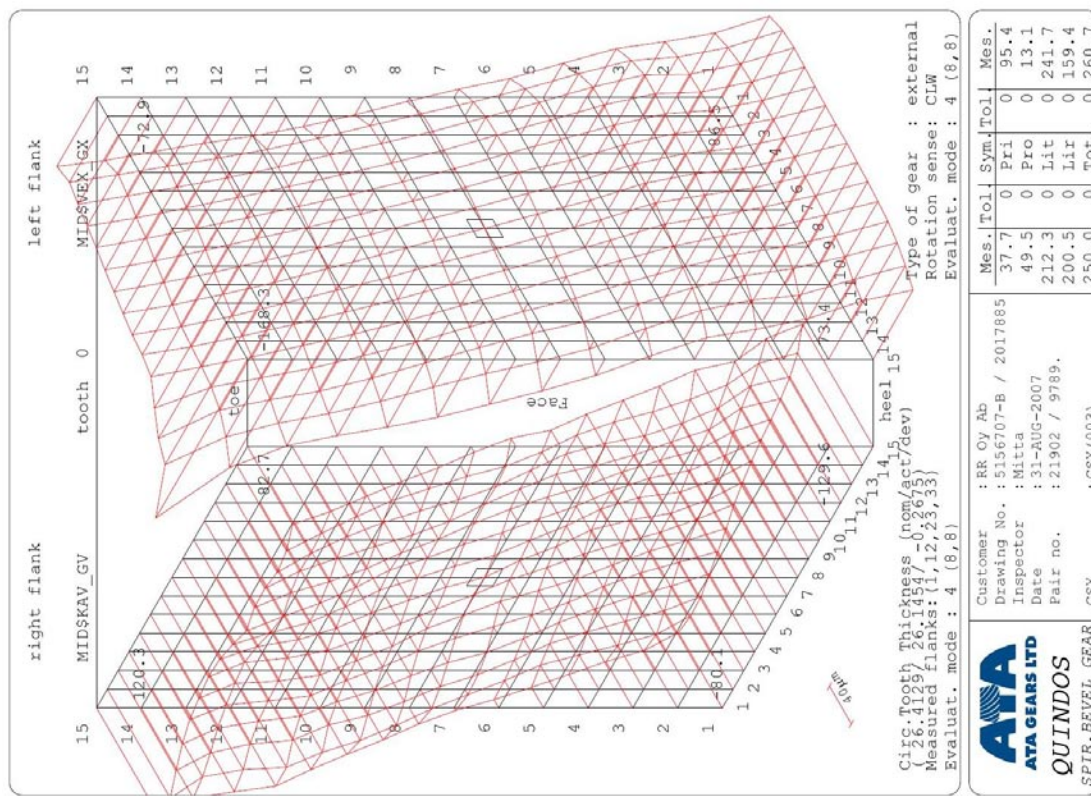
PYÖRÄPARIN 1 LAUTASPYÖRÄ:



PYÖRÄPARIN 2 PINIONI:



PYÖRÄPARIN 2 LAUTASPYÖRÄ:



109

pitch point definition = A
pitch point master grid konvex = (8,12)
pitch point master grid konkav = (8,12)

Cumulative pitch deviations, left Fpi

Individual pitch deviations, left fpi

Cumulative pitch deviations, right Fpi

Individual pitch deviations, right fpi

Runout Fri meas.= PITCH

Chordal tooth thckn.: Nom = 24.5413
Min: 24.9322 (1) Max: 24.9483 (4)
Dev: 0.3909

Nom Distance = 0.0000
Act Di = 360.2679
Mean : 24.9396
Dev : 0.3983

Customer : RR Oy Ab
Drawing No. : 5156710-B / 2017886
Inspector : MHe
Date : 31-AUG-2007
Pair no. : 21904 / 9190.
CSY : CSY(003)

No. of teeth: 19
Module : 14.694

Pitch point definition = A pitch point master grid konvex = {}
pitch point master grid konkav = {}

Cumulative pitch deviations, left Fpi

Individual pitch deviations, left fpi

Cumulative pitch deviations, right Fpi

Individual pitch deviations, right fpi

Runout Fri meas.= PITCH

Chordal tooth thickness:

Nom = 24.8133 Nom Distance = 0.0000
Min: 24.3647 (9) Max: 24.3891 (34)
Dev: -0.4486 Mean: 24.3774
Dev : -0.4359

No. of teeth: 43
Module : 14.694

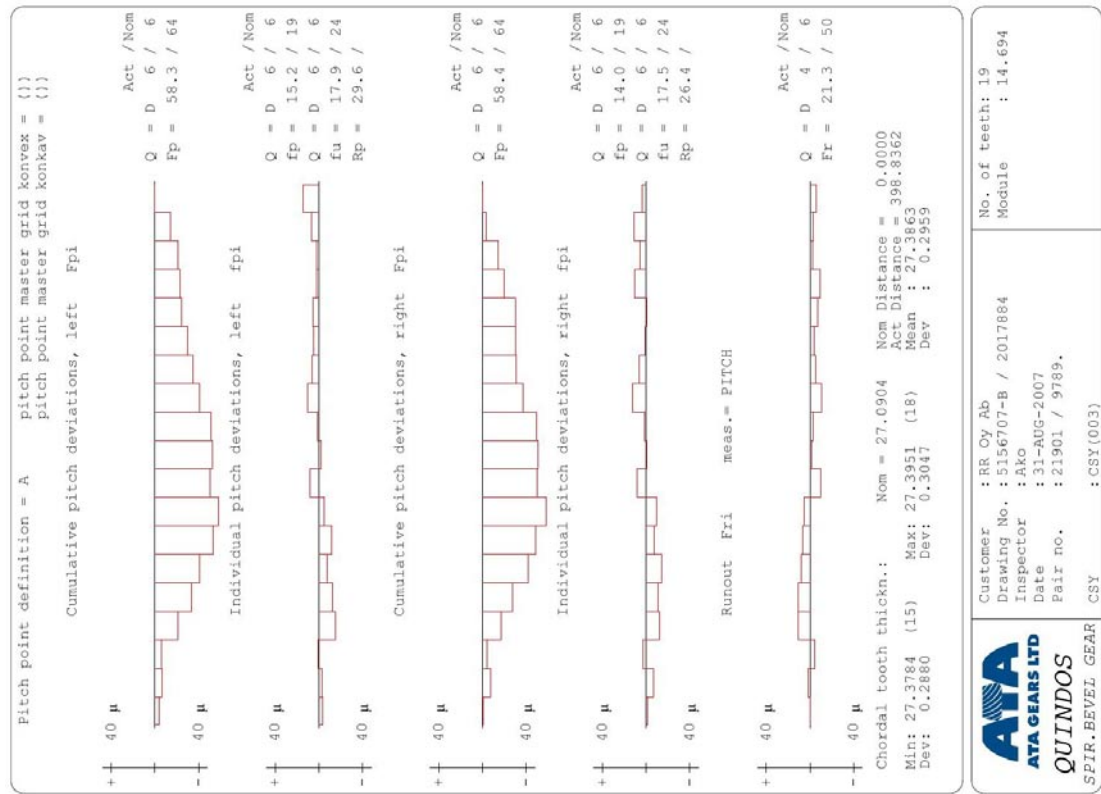
	Act / Nom
\bar{Q} = D 3 / 6	
f_p = 7.0 / 20	
\bar{Q} = D 4 / 6	
f_u = 12.7 / 25	
R_p = 13.4 /	

	Act / Nom
\bar{Q} = D 4 / 6	
f_p = 29.6 / 72	

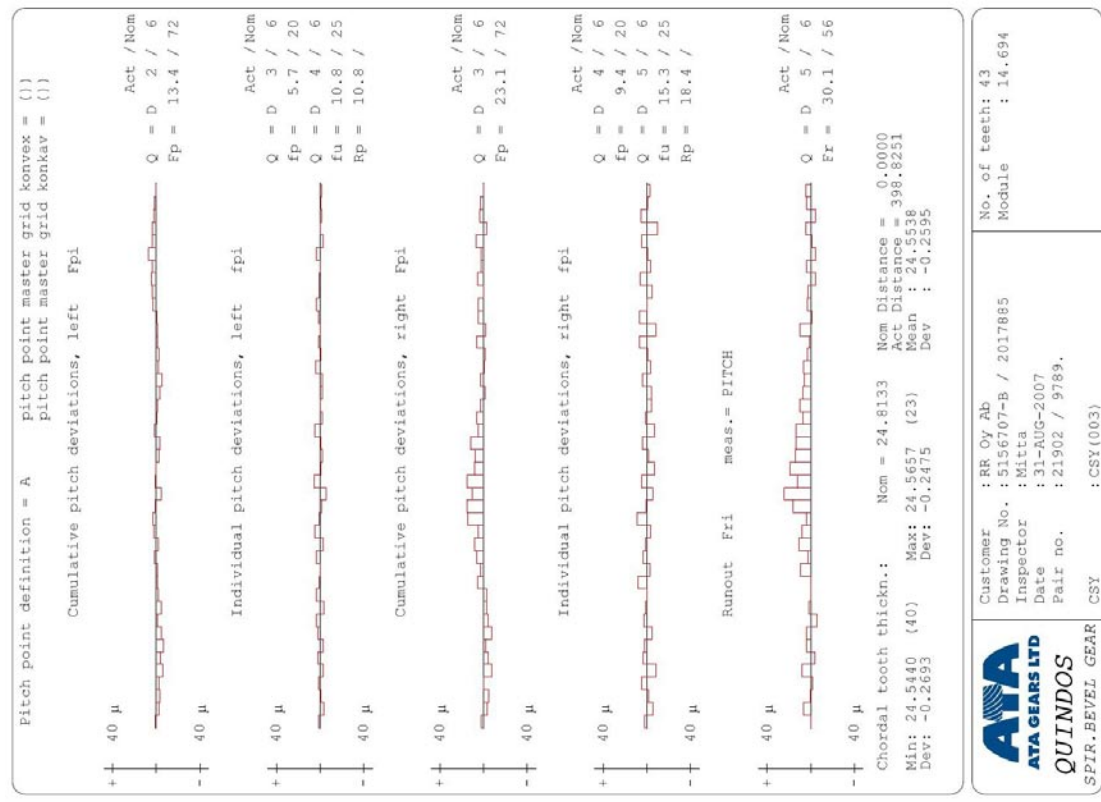
	Act / Nom
\bar{Q} = D 3 / 6	
f_p = 6.4 / 20	
\bar{Q} = D 4 / 6	
f_u = 11.1 / 25	
R_p = 12.7 /	

	Act / Nom
\bar{Q} = D 5 / 6	
f_r = 30.7 / 56	

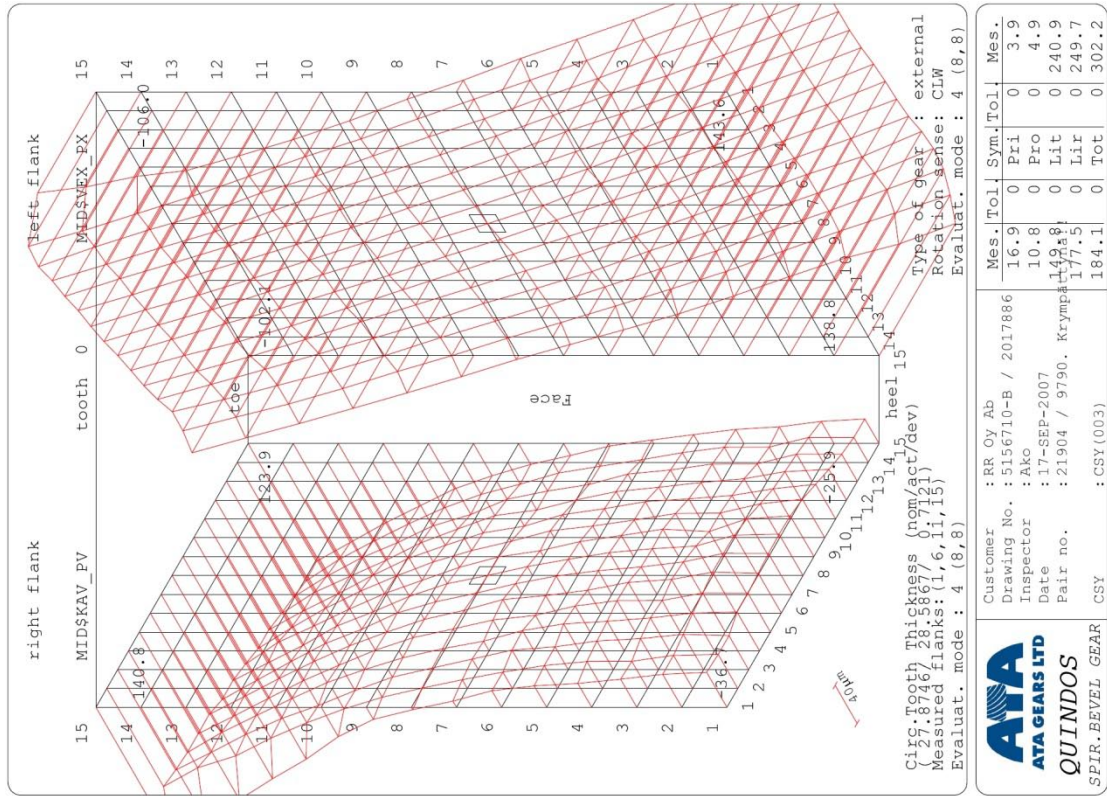
PYÖRÄPARIN 2 PINIONI:



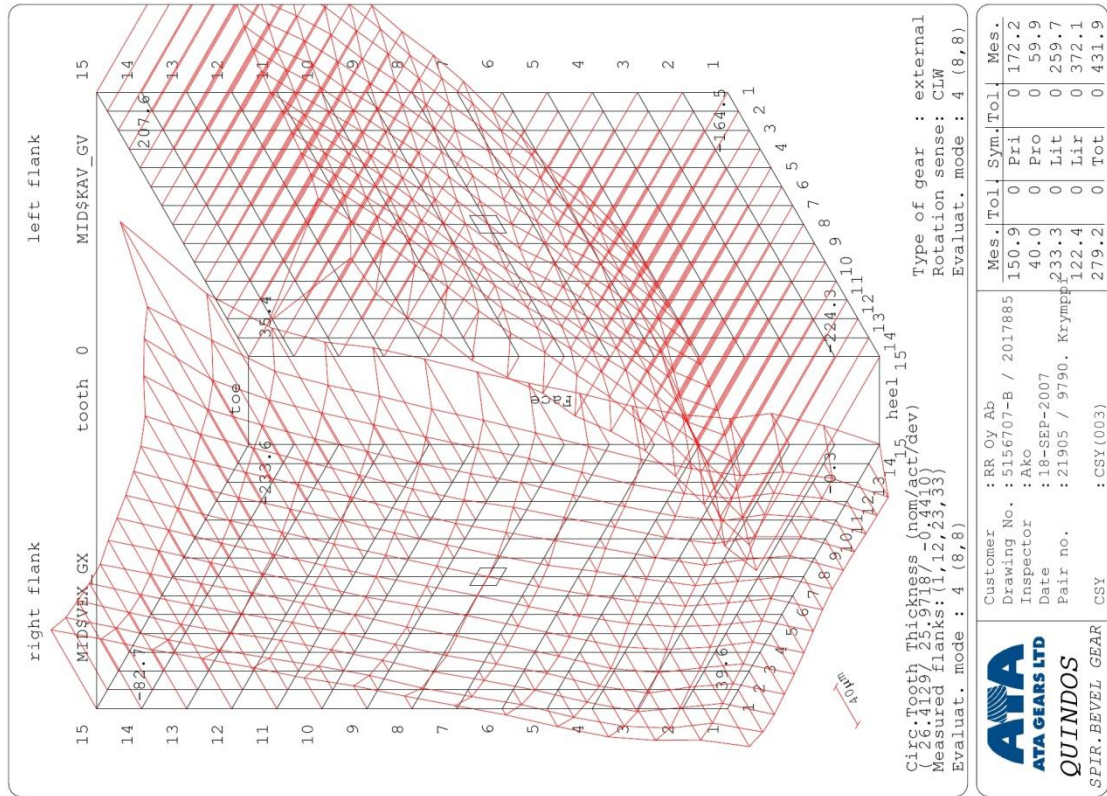
PYÖRÄPARIN 2 LAUTASPYÖRÄ:




PYÖRÄPARIN 1 PINIONI:



PYÖRÄPARIN 1 LAUTASPYÖRÄ:





SKF Bearel

version 2.1

Page 2 (4)

2008-01-06 20:11

Bearing mounting

Bearing designation	Position [mm]	at	Mounting direction	Axial location of Total clearance outer ring [mm]
29434 E	56.5	middle	Takes only positive axial load	Fixed
32234	188.5	middle	Takes only negative axial load	Fixed
22244 CCW33	1209	middle	Not applicable	Free
0.125				

Axial preload

Bearing designation	Initial axial force [N]	Spring or load outer ring	position rel. constant	Spring constant [N/mm]	Preload by displacement Outer ring displacement in z-direction [mm]
29434 E	7569	-	-	-	-0.01
32234	-	-	-	-	-
22244 CCW33	-	-	-	-	-

Housing

Bearing designation	Position error of the outer ring x-direction [mm]	Position error of the outer ring y-direction [mm]	Angular error of the outer ring around x- y-axis [rad]	Resilience characteristics in x-direction y-direction around x- y-axis [rad/Nmm] [rad/Nmm]
29434 E	0.1	-0.011	-0.006	0.018
32234	-0.065	-0.065	0.018	0.018
22244 CCW33	-	-	-	-

Calculation options

Number of integration points around the bearing:

26

Relative accuracy:

0.001

Max number of iterations:

200

The correctness of the result is dependent on the input given. Bearing life can also be affected by parameters outside the scope of this program. SKF will not accept any liabilities for incorrect or incomplete data.

Page 1 (4)

2008-01-06 20:11

SKF Bearel

version 2.1

Input

Rolls-Royce AZP120 ylävaihte pinioni-akseli

Comment

Z1503 pinRH

Run by

Jesse Ronttu
ATA Gears OY

Speed

Rotational speed of shaft

1200 1/min

Loads

Shaft dimensions

Load intensities

Basic bearing data

Coordinate system	Cart.: x r	y r	z z	F z	F _x r	F _y r	F _z z	M _x [Nm]	M _y [Nm]
Cartesian	0	-161.19	1039.8	-172800	26100	120600	0	0	0

z-coordinate for diameter change		Inner diameter		Outer diameter	
to left of z		to right of z		to left of z	
to right of z		to left of z		to right of z	
0	0	0	0	170	170
240	0	0	170	180	180
270	0	0	180	170	170
295	0	0	170	170	170
403.6	0	0	189	189	189
910	0	0	189	190	190
962	0	0	190	220	220
1038.8	0	0	220	250	250
1135	0	0	250	240	240
1155	0	0	240	220	220
1303	0	0	220	190	190
1440	0	0	190	180	180
1678	0	0	168.2	0	0

Left z-coordinate	Right z-coordinate	Load intensities at left side right side		Direction angle [deg]
0	1678	2.74	2.74	
270				

Bearing designation	Bearing type	Bore diam. (d) [mm]	Outside diam. (D) [mm]	Total width (B) [mm]	Dynamic basic load rating (C) [N]
SKF 29434 E	Spherical roller thrust bearing	170.0000	340.0000	103.0000	2020000
SKF 32234	Taper roller bearing	170.0000	310.0000	91.0000	1010000
SKF 22244 CCW33	Spherical roller bearing	220.0000	400.0000	108.0000	1760000

The correctness of the result is dependent on the input given. Bearing life can also be affected by parameters outside the scope of this program. SKF will not accept any liabilities for incorrect or incomplete data.

Result

Forces and calculated displacements in the points where the forces act

Coordinates			Forces			Displacements		
x	y	z	F _x	F _y	F _z	D _x	D _y	D _z
[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N]	[N]	[mm]	[mm]	[mm]
0	-161	1040	-173000	26100	121000	-0.22	0.0053	-0.0122

Deflection of the shaft

Position		Deflections		Misalignments		Gr	
Z	[mm]	Dx	Dy	Gx	Gy	Dx	Dy
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[deg min sec]	[deg min sec]	[deg min sec]	[deg min sec]
0	0.0546	-0.0073	0.05509	0° 0' 16"	-0° 1' 31"	0° 1' 32"	0° 1' 32"
56.5	0.0298	-0.0117	0.03201	0° 0' 16"	-0° 1' 31"	0° 1' 32"	0° 1' 32"
188.5	-0.0288	-0.0222	0.03638	0° 0' 17"	-0° 1' 32"	0° 1' 34"	0° 1' 34"
240	-0.0521	-0.0266	0.0565	0° 0' 18"	-0° 1' 34"	0° 1' 36"	0° 1' 36"
270	-0.0657	-0.0292	0.0719	0° 0' 18"	-0° 1' 34"	0° 1' 35"	0° 1' 35"
295	-0.077	-0.0314	0.08316	0° 0' 18"	-0° 1' 33"	0° 1' 35"	0° 1' 35"
403.6	-0.125	-0.04	0.1312	0° 0' 14"	-0° 1' 27"	0° 1' 28"	0° 1' 28"
910	-0.34	-0.0244	0.2412	0° 0' 14"	-0° 0' 40"	0° 0' 40"	0° 0' 40"
962	-0.334	-0.0138	0.2344	-0° 0' 47"	0° 0' 31"	0° 0' 56"	0° 0' 56"
1040	-0.22	0.0053	0.2201	-0° 0' 55"	0° 0' 46"	0° 1' 12"	0° 1' 12"
1135	-0.196	0.0288	0.1963	-0° 0' 52"	0° 0' 55"	0° 1' 16"	0° 1' 16"
1155	-0.191	0.0348	0.1941	-0° 0' 52"	0° 0' 56"	0° 1' 16"	0° 1' 16"
1209	-0.176	0.0482	0.1825	-0° 0' 51"	0° 0' 58"	0° 1' 17"	0° 1' 17"
1303	-0.149	0.0714	0.1652	-0° 0' 51"	0° 0' 58"	0° 1' 17"	0° 1' 17"
1440	-0.111	0.105	0.1528	-0° 0' 51"	0° 0' 58"	0° 1' 17"	0° 1' 17"
1678	-0.0443	0.163	0.1689	-0° 0' 50"	0° 0' 58"	0° 1' 17"	0° 1' 17"

Axial displacement of the shaft (x=0,y=0): 0.0304 [mm]

Loads and moments on the bearing

Bearing designation		Position		Loads		Moments	
Z	[mm]	Fx	Fy	Fz	Mx	My	[Nmm]
29434 E	56.5	2390	1450	133000	236000	-388000	
32234	188.5	-32900	-18600	-12600	658000	-1140000	
22244 CCW33	1209	-142000	39000	0	0	0	

Deflections in the bearing

Bearing designation		Position		Contact angles		Displacements		Misalignments	
Z	[mm]	Max	Min	Dx	Dy	Dz	Gx	Gy	[deg min sec]
29434 E	56.5	52.5	52.5	-0.0702	-0.0117	0.0357	0° 0' 16"	-0° 1' 31"	
32234	188.5	16.2	16.2	-0.0178	-0.0163	0.0404	0° 0' 17"	-0° 1' 32"	
22244 CCW33	1209	10.1	10.1	-0.11	0.0302	0	-0° 0' 51"	0° 0' 58"	

*) Displacement is the movement of the inner ring relative to the outer ring. Included are both the clearance and deformation

**) For spherical roller bearings and self-aligning ball bearings see "Deflection of the shaft" in the bearing position.

Other calculated bearing data

Bearing designation		Position		Rolling element loads		Loaded proportion		Equivalent load, P		C / P	
Z	[mm]	Qmax	Qmin	Max	Min	Max	Min	[N]			
29434 E	56.5	11100	9620	1.00	1.00	133000				15.2	
32234	188.5	9060	0	0.42	0.42	40700				24.8	

The correctness of the result is dependent on the input given. Bearing life can also be affected by parameters outside the scope of this program. SKF will not accept any liabilities for incorrect or incomplete data.

Other calculated bearing data

Bearing designation		Position		Rolling element loads		Loaded proportion		Equivalent load, P		C / P	
Z	[mm]	Qmax	Qmin	Max	Min	Max	Min	[N]			
22244 CCW33	1209	23400	0	0.35	0.35	178000				9.9	

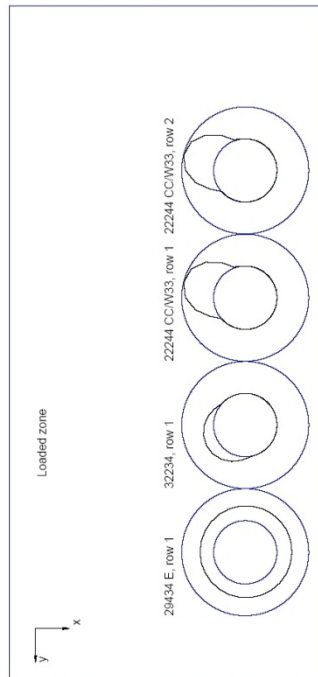
**) Warning: Some rollers/balls are unloaded. Check minimum axial load requirements for this bearing type!

Summary of bearing results

Bearing designation		Position		Displacements		Misalignment		Loads		Moments		Nominal life L10h (Bearel)	
Z	[mm]	Radial	Axial	[mm]	[mm]	[deg min sec]		Radial	Axial	[Nmm]		[Hours]	
29434 E	56.5	0.071	0.036	0° 1' 32"	2765	133000	455000	119000					
32234	188.5	0.024	0.040	0° 1' 34"	37640	-12600	1320000	619000					
22244 CCW33	1209	0.115	0.000	0° 1' 17"	147300	0	28900						

*) Note! This bearing type is sensitive for misalignment above 1-4 minutes (depending on clearance etc.)

The bearing life may be reduced.



The correctness of the result is dependent on the input given. Bearing life can also be affected by parameters outside the scope of this program. SKF will not accept any liabilities for incorrect or incomplete data.



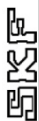
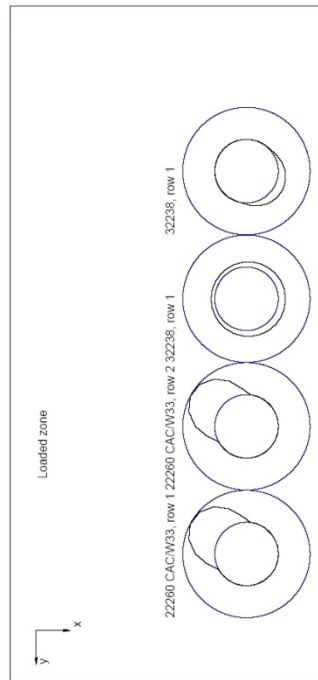
Other calculated bearing data

Bearing designation	Position Z [mm]	Rolling element loads		Loaded proportion		Equivalent load, P [N]	C / P
		Q _{max} [N]	Q _{min} [N]	Max	Min		
32238	989.5	12200	0	0.42	0.42	55000	21.6

**) Warning: Some rollers/balls are unloaded. Check minimum axial load requirements for this bearing type!

Summary of bearing results

Bearing designation	Position Z [mm]	Displacements		Misalignment		Loads		Moments	Nominal life L _{10h} (Bearel) [Hours]
		Radial [mm]	Axial [mm]	[deg min sec]		Radial [N]	Axial [N]		
22260 CAC/W33	260	0.128	0.000	0° 1' 59"		286000	0	0	38000
32238	877.5	0.014	0.076	0° 0' 48"		24690	43300	961000	578000
32238	989.5	0.038	0.044	0° 0' 39"		51660	-17200	1960000	883000



Result

Forces and calculated displacements in the points where the forces act

Coordinates			Forces			Displacements		
x	y	z	Fx	Fy	Fz	Dx	Dy	Dz
[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N]	[N]	[mm]	[mm]	[mm]
0	-365	-18.8	-173000	121000	26100	-0.301	0.178	0.156

Deflection of the shaft

Position Z [mm]	Deflections		Misalignments	
	Dx [mm]	Dy [mm]	Gx [deg min sec]	Gy [deg min sec]
-18.8	-0.301	0.178	0° 1' 2"	0° 1' 55"
0	-0.291	0.173	0° 1' 2"	0° 1' 55"
165	-0.169	0.123	0° 1' 2"	0° 1' 53"
190	-0.186	0.115	0° 1' 1"	0° 1' 51"
260	-0.149	0.0649	0° 0' 58"	0° 1' 44"
360	-0.0989	0.0608	0° 0' 51"	0° 1' 29"
800	0.0461	-0.0202	0° 0' 26"	0° 0' 48"
829	0.0537	-0.023	0° 0' 26"	0° 0' 47"
877.5	0.0639	-0.0253	0° 0' 25"	0° 0' 41"
989.5	0.0637	-0.0416	0° 0' 21"	0° 0' 36"
1074	0.0674	-0.0501	0° 0' 21"	0° 0' 33"
1202	0.118	-0.0631	0° 0' 21"	0° 0' 33"
1475	0.162	-0.0607	0° 0' 21"	0° 0' 33"

Axial displacement of the shaft (x=0,y=0): 0.045 [mm]

Loads and moments on the bearing

Bearing designation	Position Z [mm]	Loads		Moments	
		Fx [N]	Fy [N]	Mx [Nm]	My [Nm]
22260 CAC/W33	260	-241000	154000	0	0
32238	877.5	23900	-7290	-260000	-919000
32238	989.5	44700	-25900	994000	1720000

Deflections in the bearing

Bearing designation	Position Z [mm]	Contact angles		Displacements		Misalignments	
		Max [deg]	Min [deg]	Dx [mm]	Dy [mm]	Gx [deg min sec]	Gy [deg min sec]
22260 CAC/W33	260	9.7	9.7	-0.109	0.0689	0	0° 0' 58"
32238	877.5	16.2	16.2	0.0129	-0.0063	0° 0' 25"	0° 0' 41"
32238	989.5	16.2	16.2	0.0327	-0.0186	0° 0' 21"	0° 0' 33"

*) Displacement is the movement of the inner ring relative to the outer ring. Included are both the clearance and deformation

**) For spherical roller bearings and self-aligning ball bearings see "Deflection of the shaft" in the bearing position.

Other calculated bearing data

Bearing designation	Position Z [mm]	Rolling element loads		Loaded proportion		Equivalent load, P [N]	C / P
		Q _{max} [N]	Q _{min} [N]	Max	Min		
22260 CAC/W33	260	44000	0	0.35	0.35	329000	8.4
32238	877.5	9940	4960	1.00	1.00	62500	19.0

Kuormittamattomat kosketuskuviot pinionien vetokyljillä

Pyöräpari 1 (pinioni oikeakätinen):

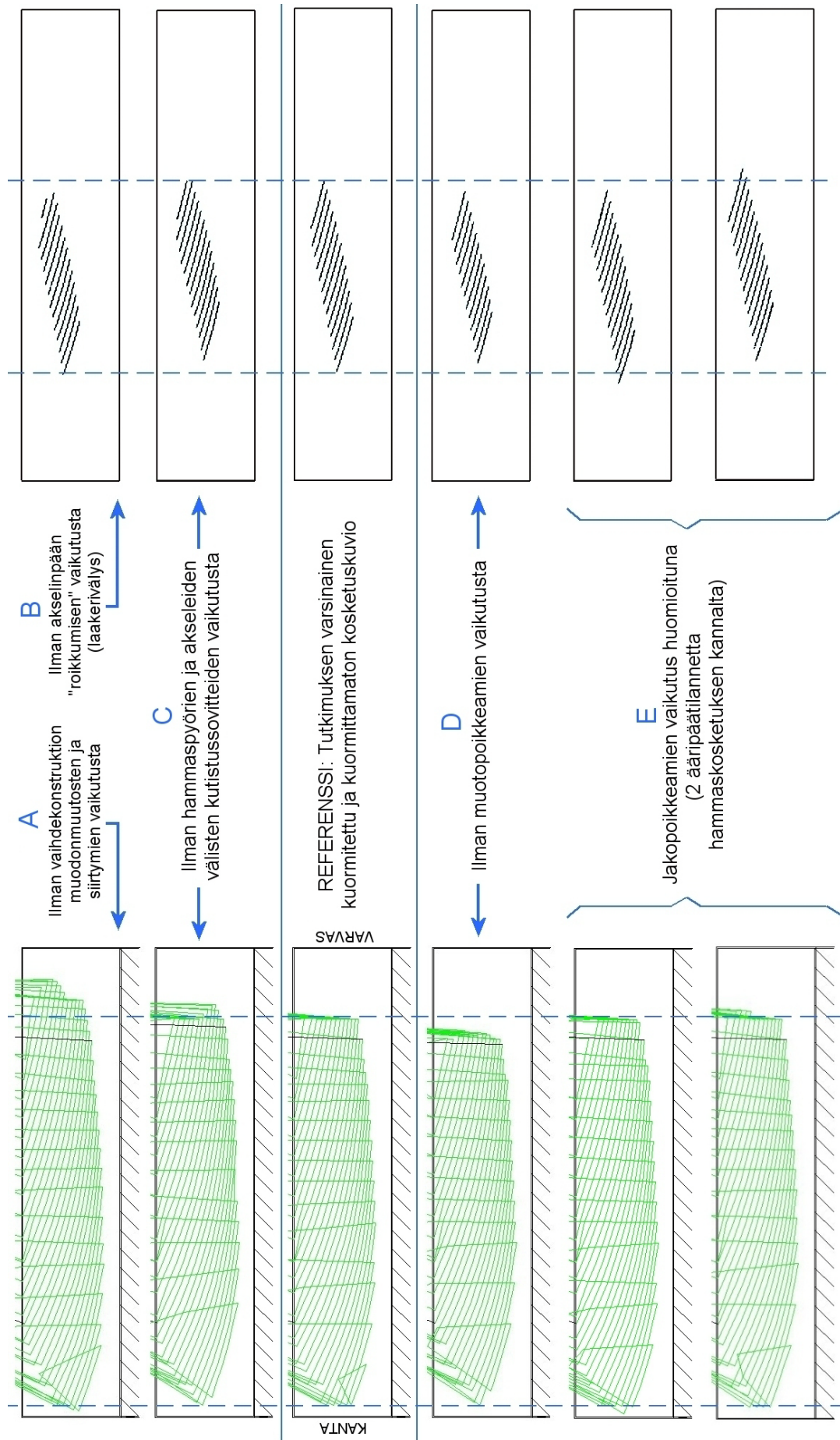


Pyöräpari 2 (pinioni vasenkätinen):



Kuormitettu kosketuskuvio pyöräparin 1 pinionin kahden eri hampaan vetokyljillä





LIITE 7: Becalin sisäisen akselilaskennan lähtötiedot (UMFELD.DAT -tiedosto)

118

\$ Input for environment analysis in BECAL 2.0

Values must be given immediately after equal sign in respective
format. DO NOT INSERT LINES into this file!
(except in sections: COMMENT, BEARING and SHAFT GEOMETRY)

\$ NUTZERANGABEN / COMMENT

Rolls-Royce AZP120 ylävaihte
Pini oni oikeakätinen
Jesse Rontu, ATA Gears OY

\$ HINWEISE ZU FOLGENDEN EINGABEN / NOTES ON FOLLOWING INPUT DATA

* - Type of mounting: *
* valid input: B - Straddle mounting. *
* F - Overhung mounting. *
* - Bearing layout: *
* valid input: *
* 0- Bearing pair with "0" layout. *
* X- Bearing pair with "X" layout. *
* U0- Statically indeterminate bearing, one pair with "0" layout*
* UX- Statically indeterminate bearing, one pair with "X" layout*
* FL- Fixed / loose bearing design, statically determinate *
* UFL- Fixed / loose bearing design, statically indeterminate *
* *
* - Pre-loading: *
* Will only be considered if there are any pre-loaded bearings *
* (marked "V") on corresponding shaft: *
* Value has following meaning *
* pre-loading DISTANCE dv for shaft (if pre-loading id "W") *
* or *
* pre-loading FORCE dv for bearing (if pre-loading id "K") *
* pre-loading forces dv > 0; *
* pre-loading distances dv >= 0 -> pre-loaded bearing *
* dv < 0 -> bearing with play *
* Operational play is determined directly from pre-loading, *
* therefore input of -1000. for bearing play will be ignored *
* *
* - Mounting deviation of bevel gear (nominal value): *
* Input of DEVIATION from mounting position specified on *
* drawing (0.00 possible) *
* *
* END OF NOTES *****

\$ ANTRIEBSWELLE / DRIVING SHAFT

Type of mounting (LA /- /char: 1) =B
Bearing layout (LO /- /char: 1) =U0
Bearing pre-loading K/W (VS /- /char: 1) =K
Mounting deviation (axial) (fa /mm /real: 8) =- 0.08
Young's modulus (E /MPa /real: 8) =210000.
Number of shaft sections (AnzWab/- /int : 2) =18
Number of bearings (AnzLag/- /int : 2) =3

HINWEISE ZU FOLGENDEN EINGABEN / NOTES ON FOLLOWING INPUT DATA

* - Number of shaft sections must be less than 51 *
* Input section lengths in following list *
* (Length = 0.0 permitted). *
* For full shafts di = 0.0 is required. *
* New shaft section must start immediately after geometrical or *
* stressing discontinuity. *
* *
* - Numbers right justified with one digit after decimal point! *
* *
* - Mark the force working point (column "A") at the end of the *
* corresponding shaft section. Valid input: *
* 0 - Receives no forces *
* R - Bearing, receives radial forces only. *
* A - Bearing, receives axial forces only. *
* L - Bearing, receives radial and axial forces. *
* V - Pre-loaded bearing, always in pairs. *
* The pre-loaded bearing pair (play or *
* pre-load) receives both radial and axial *
* forces. *
* K - Bevel gear. *
* Z - External force. *
* *
* END OF NOTES *****

LIITE 7: Becalin sisäisen akselilaskennan lähtötiedot (UMFELD.DAT -tiedosto)

119

S WELLENGEOMETRIE / SHAFT GEOMETRY

Len.	Diameter			Line load		Bend. torque		Point load		Tangent. load		Axi all.
mm	mm	mm	/	N/mm	deg.	Nm	deg.	N	deg.	N	mm	N
WLA	DA	DI	A	Fq	Fi	Mb	Fi	Fr	Fi	Ft	r	Fa
0.	0170.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
56.	5170.0	0.0	V	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
132.	0170.0	0.0	V	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
51.	5170.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
30.	0180.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
25.	0170.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
54.	3176.3	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
54.	3182.6	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
506.	4189.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
52.	0190.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
77.	8220.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
0.	0250.0	0.0	K	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
95.	2250.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
20.	0240.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
54.	0220.0	0.0	R	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
94.	0220.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
137.	0190.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
238.	0175.0	0.0	0	-2.7	90.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0

S LAGER 1 / BEARING 1

Bearing series (Lname /- /char: 24) |29434E
(Series: input identifier, e.g. NUP2 or .0J2)
Producer (FAG, SKF or INA) (char: 3) =SKF
Type (KUGEL, ROLLE, NADEL) (LTYPE /- /char: 6) =ROLLE
Self-aligning bearing? J/N (PEND /- /char: 1) =J

Number of rolling member rows (IWk /- /int : 2) =1
Inside diameter of bearing (d /mm /real: 8) =170.0
Outside diameter of bearing (D /mm /real: 8) =340.0
Width of bearing (B /mm /real: 8) =103.0
dynamical capacity number (C /kN /real: 8) =2360.0
statical capacity number (CO /kN /real: 8) =6550.0
Nominal pressure angle (NDW /Grad/real: 8) =51.2
Temperature difference in b. (DelT /K /real: 8) =0.0
Bearing play (LS /mm /real: 8) = 1000.
(play= 1000 means: determine bearing play from play tolerance class)
Pre-load. dist. [mm]/force[N] (dv /mm N/real: 8) =7569.0
Bearing id (INA only) (LKenn /- /int : 4) =0
Tolerance class of bearing (Latol /- /char: 3) =P0
of play (LaLuft/- /char: 3) =C0
of bore (Bortol /- /char: 4) =H7
of shaft (Weltol /- /char: 4) =k6
Bore deviation x (Bohrx /mm /real: 8) =0.02
Bore deviation y (Bohry /mm /real: 8) =-0.01
Angular offset around x axis (Wiabx /Grd /real: 8) =0.0
Angular offset around y axis (Wiaby /Grd /real: 8) =0.0
Linear stiffness in x (Cx /N/mm/real: 8) =0.0
Linear stiffness in y (Cy /N/mm/real: 8) =0.0
Torsional stiffness around x (Dx /N*mm/real: 8) =0.0
Torsional stiffness around y (Dy /N*mm/real: 8) =0.0
Rolling members per row (Nwk /- /real: 8) =0.0
Pitch diameter of bearing (Dteil / mm /real: 8) =0.0
Diameter of rolling member (Dwk / mm /real: 8) =0.0
Length of rolling member (Lwk / mm /real: 8) =0.0
Distance of bearing rows (Dreihe/ mm /real: 8) =0.0
Radius of track at outer ring (Rauss / mm /real: 8) =0.0
Radius of track at inner ring (Rinn / mm /real: 8) =0.0
Has filling grooves? 1-y; 0-n (FNUT /- /real: 8) =0.0

S LAGER 2 / BEARING 2

Bearing series (Lname /- /char: 24) |32234A
(Series: input identifier, e.g. NUP2 or .0J2)
Producer (FAG, SKF or INA) (char: 3) =SKF
Type (KUGEL, ROLLE, NADEL) (LTYPE /- /char: 6) =ROLLE
Self-aligning bearing? J/N (PEND /- /char: 1) =N

Number of rolling member rows (IWk /- /int : 2) =1
Inside diameter of bearing (d /mm /real: 8) =170.0
Outside diameter of bearing (D /mm /real: 8) =310.0
Width of bearing (B /mm /real: 8) =91.0
dynamical capacity number (C /kN /real: 8) =1010.0
statical capacity number (CO /kN /real: 8) =1630.0
Nominal pressure angle (NDW /Grad/real: 8) =16.2
Temperature difference in b. (DelT /K /real: 8) =0.0
Bearing play (LS /mm /real: 8) = 1000.
(play= 1000 means: determine bearing play from play tolerance class)
Pre-load. dist. [mm]/force[N] (dv /mm N/real: 8) =0.0
Bearing id (INA only) (LKenn /- /int : 4) =0
Tolerance class of bearing (Latol /- /char: 3) =P0
of play (LaLuft/- /char: 3) =C0
of bore (Bortol /- /char: 4) =M7
of shaft (Weltol /- /char: 4) =m6
Bore deviation x (Bohrx /mm /real: 8) =-0.011
Bore deviation y (Bohry /mm /real: 8) =-0.006
Angular offset around x axis (Wiabx /Grd /real: 8) =0.0
Angular offset around y axis (Wiaby /Grd /real: 8) =0.0
Linear stiffness in x (Cx /N/mm/real: 8) =0.0
Linear stiffness in y (Cy /N/mm/real: 8) =0.0

LIITE 7: Becalin sisäisen akselilaskennan lähtötiedot (UMFELD.DAT -tiedosto)

120

```

Torsional stiffness around x (Dx /N*mm/real: 8) =0.0
Torsional stiffness around y (Dy /N*mm/real: 8) =0.0
Rolling members per row (Nwk / - /real: 8) =0.0
Pitch diameter of bearing (Dteil / mm /real: 8) =0.0
Diameter of rolling member (Dwk / mm /real: 8) =0.0
Length of rolling member (Lwk / mm /real: 8) =0.0
Distance of bearing rows (Dreihe/ mm /real: 8) =0.0
Radius of track at outer ring (Rauss / mm /real: 8) =0.0
Radius of track at inner ring (Rinn / mm /real: 8) =0.0
Has filling grooves? 1-y;0-n (FNUT / - /real: 8) =0.0
-----
$ LAGER 3 / BEARING 3
-----
Bearing series (Lname /- /char: 24) |22244B.MB
(Series: input identifier, e.g. NUP2 or .0J2)
Producer (FAG, SKF or INA) (char: 3) =SKF
Type (KUGEL, RÖLLE, NADEL) (LTYP / - /char: 6) =RÖLLE
Self-aligning bearing? J/N (PEND / - /char: 1) =J
-----
Number of rolling member rows (IWK / - /int : 2) =2
Inside diameter of bearing (d /mm /real: 8) =220.0
Outside diameter of bearing (D /mm /real: 8) =400.0
Width of bearing (B /mm /real: 8) =108.0
dynamical capacity number (C /kN /real: 8) =1760.0
statical capacity number (CO /kN /real: 8) =2360.0
Nominal pressure angle (NDW /Grad/real: 8) =0.0
Temperature difference in b. (DelT /K /real: 8) =0.0
Bearing play (LS /mm /real: 8) =0.125
(play=-1000 means: determine bearing play from play tolerance class)
Pre-load. dist. [mm]/force[N] (dv /mm N/real: 8) =0.0
Bearing id (INA only) (LKenn / - /int : 4) =0
Tolerance class of bearing (Latol / - /char: 3) =P0
of play (LaLuft/ - /char: 3) =C0
of bore (Bortol / - /char: 4) =H7
of shaft (Weltol / - /char: 4) =n6
Bore deviation x (Bohrx /mm /real: 8) =-0.065
Bore deviation y (Bohry /mm /real: 8) =0.018
Angular offset around x axis (Wiabx /Grd /real: 8) =0.0
Angular offset around y axis (Wiaby /Grd /real: 8) =0.0
Linear stiffness in x (Cx /N/mm/real: 8) =0.0
Linear stiffness in y (Cy /N/mm/real: 8) =0.0
Torsional stiffness around x (Dx /N*mm/real: 8) =0.0
Torsional stiffness around y (Dy /N*mm/real: 8) =0.0
Rolling members per row (Nwk / - /real: 8) =0.0
Pitch diameter of bearing (Dteil / mm /real: 8) =0.0
Diameter of rolling member (Dwk / mm /real: 8) =0.0
Length of rolling member (Lwk / mm /real: 8) =0.0
Distance of bearing rows (Dreihe/ mm /real: 8) =0.0
Radius of track at outer ring (Rauss / mm /real: 8) =0.0
Radius of track at inner ring (Rinn / mm /real: 8) =0.0
Has filling grooves? 1-y;0-n (FNUT / - /real: 8) =1.0
-----
$ HINWEISE ZU FOLGENDEN EINGABEN / NOTES ON FOLLOWING INPUT DATA
=====
* - Type of mounting: *
* valid input: B - Straddle mounting. *
* F - Overhung mounting. *
* - Bearing layout: *
* valid input: *
* 0- Bearing pair with "0" layout. *
* X- Bearing pair with "X" layout. *
* U0- Statically indeterminate bearing, one pair with "0" layout*
* UX- Statically indeterminate bearing, one pair with "X" layout*
* FL- Fixed / loose bearing design, statically determinate *
* UFL- Fixed / loose bearing design, statically indeterminate *
* *
* - Pre-loading: *
* Will only be considered if there are any pre-loaded bearings *
* (marked "V") on corresponding shaft: *
* Value has following meaning *
* pre-loading DISTANCE dv for shaft (if pre-loading id "W") *
* or *
* pre-loading FORCE dv for bearing (if pre-loading id "K") *
* pre-loading forces dv > 0; *
* pre-loading distances dv >= 0 -> pre-loaded bearing *
* dv < 0 -> bearing with play *
* Operational play is determined directly from pre-loading. *
* therefore input of -1000. for bearing play will be ignored *
* *
* - Mounting deviation of bevel gear (nominal value): *
* Input of DEVIATION from mounting position specified on *
* drawing (0.00 possible) *
* *
* END OF NOTES *****
-----
$ ABTRIEBSWELLE / DRIVEN SHAFT
=====
Type of mounting (LA /- /char: 1) =F
Bearing layout (LO /- /char: 1) =U0
Bearing pre-loading K/W (VS /- /char: 1) =K
Mounting deviation (axial) (fa /mm /real: 8) =0.35
Young's modulus (E /MPa /real: 8) =210000.
Number of shaft sections (AnzWab/- /int : 2) =15
Number of bearings (AnzLag/- /int : 2) =3
-----

```

LIITE 7: Becalin sisäisen akselilaskennan lähtötiedot (UMFELD.DAT -tiedosto)

121

HINWEISE ZU FOLGENDEN EINGABEN / NOTES ON FOLLOWING INPUT DATA

```
*****
* - Number of shaft sections must be less than 51
*   Input section lengths in following list
*   (Length = 0.0 permitted).
*   For full shafts di = 0.0 is required.
*   New shaft section must start immediately after geometrical or
*   stressing discontinuity.
*
* - Numbers right justified with one digit after decimal point!
*
* - Mark the force working point (column "A") at the end of the
*   corresponding shaft section. Valid input:
*       0 - Receives no forces
*       R - Bearing, receives radial forces only.
*       A - Bearing, receives axial forces only.
*       L - Bearing, receives radial and axial forces.
*       V - Pre-loaded bearing, always in pairs.
*           The pre-loaded bearing pair (play or
*           pre-load) receives both radial and axial
*           forces.
*       K - Bevel gear.
*       Z - External force.
*
* END OF NOTES *****
```

\$ WELLEGEOMETRIE / SHAFT GEOMETRY

Len.	Diameter			Line load		Bend. torque		Point load		Tangent. load		Axi all.
mm	mm	mm	/	N/mm	deg.	Nm	deg.	N	deg.	N	mm	N
WLA	DA	DI	A	Fq	Fi	Mb	Fi	Fr	Fi	Ft	r	Fa
----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----
0.0729	647.0	0	K	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
18.8729	647.0	0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
165.0380	047.0	0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
25.0320	047.0	0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
70.0300	047.0	R		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
130.0300	047.0	0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
139.7282	547.0	0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
139.7265	047.0	0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
139.7247	547.0	0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
20.0230	047.0	0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
48.5190	047.0	V		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
112.0190	047.0	V		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
84.5190	047.0	0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
128.0181	047.0	0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
273.0175	047.0	0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0

\$ LAGER 1 / BEARING 1

```
Bearing series (Lname /- /char: 24) |22260MB
(Seires: input identifier, e.g. NUP2 or .0J2)
Producer (FAG, SKF or INA) (char: 3) =SKF
Type (KUGEL, ROLLE, NADEL) (LTyp /- /char: 6) =ROLLE
Self-aligning bearing? J/N (PEND /- /char: 1) =J

Number of rolling member rows (IWk /- /int : 2) =2
Inside diameter of bearing (d /mm /real: 8) =300.0
Outside diameter of bearing (D /mm /real: 8) =540.0
Width of bearing (B /mm /real: 8) =140.0
dynamical capacity number (C /kN /real: 8) =3150.0
statical capacity number (CO /kN /real: 8) =4250.0
Nominal pressure angle (NDW /Grad/real: 8) =0.0
Temperature difference in b. (DelT /K /real: 8) =0.0
Bearing play (LS /mm /real: 8) =0.1175
(play=-1000 means: determine bearing play from play tolerance class)
Pre-load. dist. [mm]/force[N] (dv /mm N/real: 8) =0.0
Bearing id (INA only) (LKenn /- /int : 4) =0
Tolerance class of bearing (Latol /- /char: 3) =P0
of play (LaLuft/- /char: 3) =C0
of bore (Bortol /- /char: 4) =G6
of shaft (Weltol /- /char: 4) =p6
Bore deviation x (Bohrx /mm /real: 8) =-0.041
Bore deviation y (Bohry /mm /real: 8) =0.026
Angular offset around x axis (Wi abx /Grd /real: 8) =0.0
Angular offset around y axis (Wi aby /Grd /real: 8) =0.0
Linear stiffness in x (Cx /N/mm/real: 8) =0.0
Linear stiffness in y (Cy /N/mm/real: 8) =0.0
Torsional stiffness around x (Dx /N*mm/real: 8) =0.0
Torsional stiffness around y (Dy /N*mm/real: 8) =0.0
Rolling members per row (Nwk /- /real: 8) =0.0
Pitch diameter of bearing (Dteil / mm /real: 8) =0.0
Diameter of rolling member (Dwk / mm /real: 8) =0.0
Length of rolling member (Lwk / mm /real: 8) =0.0
Distance of bearing rows (Dreihe/ mm /real: 8) =0.0
Radius of track at outer ring (Rauss / mm /real: 8) =0.0
Radius of track at inner ring (Rinn / mm /real: 8) =0.0
Has filling grooves? 1-y;0-n (FNUT /- /real: 8) =1.0
```

LIITE 7: Becalin sisäisen akselilaskennan lähtötiedot (UMFELD.DAT -tiedosto)

122

\$ LAGER 2 / BEARING 2

```
Bearing series (Lname /- /char: 24) | 32238J2
(Series: input identifier, e.g. NUP2 or .0J2)
Producer (FAG, SKF or INA) (char: 3) =SKF
Type (KUGEL, RÖLLE, NADEL) (LTYP /- /char: 6) =RÖLLE
Self-aligning bearing? J/N (PEND /- /char: 1) =N

Number of rolling member rows (IWk /- /int : 2) =1
Inside diameter of bearing (d /mm /real: 8) =190.0
Outside diameter of bearing (D /mm /real: 8) =340.0
Width of bearing (B /mm /real: 8) =97.0
dynamical capacity number (C /kN /real: 8) =1190.0
statical capacity number (CO /kN /real: 8) =1930.0
Nominal pressure angle (NDW /Grad/real: 8) =16.2
Temperature difference in b. (DelT /K /real: 8) =0.0
Bearing play (LS /mm /real: 8) =1000.
(play=-1000 means: determine bearing play from play tolerance class)
Pre-load. dist. [mm]/force[N] (dv /mm N/real: 8) =13000.0
Bearing id (INA only) (LKenn /- /int : 4) =0
Tolerance class of bearing (Latol /- /char: 3) =P0
of play (LaLuft/- /char: 3) =C0
of bore (Bortol /- /char: 4) =M7
of shaft (Weltol /- /char: 4) =n6
Bore deviation x (Bohrx /mm /real: 8) =0.051
Bore deviation y (Bohry /mm /real: 8) =-0.023
Angular offset around x axis (Wiabx /Grd /real: 8) =0.0
Angular offset around y axis (Wiaby /Grd /real: 8) =0.0
Linear stiffness in x (Cx /N/mm/real: 8) =0.0
Linear stiffness in y (Cy /N/mm/real: 8) =0.0
Torsional stiffness around x (Dx /N*mm/real: 8) =0.0
Torsional stiffness around y (Dy /N*mm/real: 8) =0.0
Rolling members per row (Nwk /- /real: 8) =0.0
Pitch diameter of bearing (Dteil /mm /real: 8) =0.0
Diameter of rolling member (Dwk /mm /real: 8) =0.0
Length of rolling member (Lwk /mm /real: 8) =0.0
Distance of bearing rows (Dreihel /mm /real: 8) =0.0
Radius of track at outer ring (Rauss /mm /real: 8) =0.0
Radius of track at inner ring (Rinn /mm /real: 8) =0.0
Has filling grooves? 1-y;0-n (FNUT /- /real: 8) =0.0
```

\$ LAGER 3 / BEARING 3

```
Bearing series (Lname /- /char: 24) | 32238
(Series: input identifier, e.g. NUP2 or .0J2)
Producer (FAG, SKF or INA) (char: 3) =SKF
Type (KUGEL, RÖLLE, NADEL) (LTYP /- /char: 6) =RÖLLE
Self-aligning bearing? J/N (PEND /- /char: 1) =N

Number of rolling member rows (IWk /- /int : 2) =1
Inside diameter of bearing (d /mm /real: 8) =190.0
Outside diameter of bearing (D /mm /real: 8) =340.0
Width of bearing (B /mm /real: 8) =97.0
dynamical capacity number (C /kN /real: 8) =1190.0
statical capacity number (CO /kN /real: 8) =1930.0
Nominal pressure angle (NDW /Grad/real: 8) =16.2
Temperature difference in b. (DelT /K /real: 8) =0.0
Bearing play (LS /mm /real: 8) =1000.
(play=-1000 means: determine bearing play from play tolerance class)
Pre-load. dist. [mm]/force[N] (dv /mm N/real: 8) =0.0
Bearing id (INA only) (LKenn /- /int : 4) =0
Tolerance class of bearing (Latol /- /char: 3) =P0
of play (LaLuft/- /char: 3) =C0
of bore (Bortol /- /char: 4) =M7
of shaft (Weltol /- /char: 4) =m6
Bore deviation x (Bohrx /mm /real: 8) =0.051
Bore deviation y (Bohry /mm /real: 8) =-0.023
Angular offset around x axis (Wiabx /Grd /real: 8) =0.0
Angular offset around y axis (Wiaby /Grd /real: 8) =0.0
Linear stiffness in x (Cx /N/mm/real: 8) =0.0
Linear stiffness in y (Cy /N/mm/real: 8) =0.0
Torsional stiffness around x (Dx /N*mm/real: 8) =0.0
Torsional stiffness around y (Dy /N*mm/real: 8) =0.0
Rolling members per row (Nwk /- /real: 8) =0.0
Pitch diameter of bearing (Dteil /mm /real: 8) =0.0
Diameter of rolling member (Dwk /mm /real: 8) =0.0
Length of rolling member (Lwk /mm /real: 8) =0.0
Distance of bearing rows (Dreihel /mm /real: 8) =0.0
Radius of track at outer ring (Rauss /mm /real: 8) =0.0
Radius of track at inner ring (Rinn /mm /real: 8) =0.0
Has filling grooves? 1-y;0-n (FNUT /- /real: 8) =0.0
```

END

OF

INPUT

FILE

LIITE 8: Becalin sisäisen akselilaskennan tulokset (UMFELD.LIS -tiedosto ja kimmoviivakuvaajat)

123

UMFELDBERECHNUNG BECAL 2.0
Datum : 11.06.08 Uhrzeit : 23:43:47 * START * 0.0000 s

Rolls-Royce AZP120 ylävaihde
Pini on i keakätinen
Jesse Rontu, ATA Gears OY

BEARBEITUNGSSCHRITT: KONFIGURATION EINLESEN

1

1

BEARBEITUNGSSCHRITT: STANDARD KEGELRADDATEN EINLESEN

STANDARD KEGELRADDATEN [mm Nm Grd]

ZAEHNEZAHN Z1 19 ZAEHNEZAHN Z2 43
M.NORMALMODUL MNM 14.694 ACHSWINKEL AWI 90.000
M.SPIRALW. RI BETA 30.000 M.SPIRALW. RA BETA -30.000
ALFA Ri Kx 20.0 ALFA Ri Kv 20.0 ALFA RaKx 20.0 ALFA RaKv 20.0
MITTL. TEILKEGL. RM1 398.806 MITTL. TEILKEGL. RM2 398.806
ZAHNBREITE B1 159.000 ZAHNBREITE B2 159.000
INNERE TEILKEGL. RI1 319.306 INNERE TEILKEGL. RI2 319.306
AEUSS. TEILKEGL. RA1 478.306 AEUSS. TEILKEGL. RA2 478.306
BREITE AUSLEGPKT RO 79.500 SPIRALRI RITZEL SPR RECHTS
MITTL. TEILKEGDU. DM1 322.366 MITTL. TEILKEGDU. DM2 729.565
ZAHNHOEHE AUSS. HE1 33.060 ZAHNHOEHE AUSS. HE2 33.060
TEILKEGW. RI DELTA1 23.839 TEILKEGW. RA DELTA2 66.161
KOPFKEGW. RI DELTAa1 23.839 KOPFKEGW. RA DELTAa2 66.161
FUSSKEGW. RI DELTAf1 23.839 FUSSKEGW. RA DELTAf2 66.161
PROFILVERSCHFAKT X1 0.30000 PROFILVERSCHFAKT X2 -0.30000
ACHSVERSATZ AV 0.000 ZAHNDI. CAENDFAKT XS 0.01336
M.MESSERKORADI RHOM 215.300
DIFF. INMESSRADI DRI -5.626 DIFF. AUMESSRADI DRA -5.626
ERZEUGUNGSABST 1 EZ1 0.0000 ERZEUGUNGSABST 2 EZ2 0.0000
KOPFKEGELABST 1 KK1 -47.2620 KOPFKEGELABST 2 KK2 -11.2448
FUSSKEGELABST 1 FK1 34.5376 FUSSKEGELABST 2 FK2 24.8992
KÖGEK. DURCHM 1 DKG1 421.572 KÖGEK. DURCHM 2 DKG2 883.314
BREITE KOPFKZ 1 BKK1 0.000 BREITE KOPFKZ 2 BKK2 0.000
KEGELW. KOPFKZ 1 DAK1 0.000 KEGELW. KOPFKZ 2 DAK2 0.000
BREITBALLIGK 1 BBR1 0.00000 BREITBALLIGK 2 BBR2 0.00000
HOEHBALLIGK 1 BHO1 0.00000 HOEHBALLIGK 2 BHO2 0.00000

BEARBEITUNGSSCHRITT: BERECHNUNG DER ZAHNKRAEFTE

ZAHNKRAEFTE FUER T= 27852.1 Nm [N]

RAD1 RAD2
TANGENTIALRICHTUNG -172798.17 -172798.17
RADIALRICHTUNG 26105.88 120605.38
AXIALRICHTUNG 120605.38 26105.88

BEARBEITUNGSSCHRITT: STANDARD GETRIEBEDATEN EINLESEN

STANDARD GETRIEBEDATEN [mm Nm rad]

GETRIEBEBETRIEBSART ZUG
LAGART WELLE1 LAA1 B LAGART WELLE2 LAA2 F
LANORD WELLE1 LAO1 UO LANORD WELLE2 LAO2 UO
VORSP W1 LAG 1 [N] 7569.00 VORSP W1 LAG 2 [N] 0.00
VORSP W1 LAG 3 [N] 0.00
VORSP W2 LAG 1 [N] 0.00 VORSP W2 LAG 2 [N] 13000.00
VORSP W2 LAG 3 [N] 0.00
BABx W1 LAG 1 [mm] 0.02000 BABy W1 LAG 1 [mm] -0.01000
WABx W1 LAG 1 [rad] 0.00000 WABy W1 LAG 1 [rad] 0.00000
BABx W1 LAG 2 [mm] -0.01100 BABy W1 LAG 2 [mm] -0.00600
WABx W1 LAG 2 [rad] 0.00000 WABy W1 LAG 2 [rad] 0.00000
BABx W1 LAG 3 [mm] -0.06500 BABy W1 LAG 3 [mm] 0.01800
WABx W1 LAG 3 [rad] 0.00000 WABy W1 LAG 3 [rad] 0.00000
BABx W2 LAG 1 [mm] -0.04100 BABy W2 LAG 1 [mm] 0.02600
WABx W2 LAG 1 [rad] 0.00000 WABy W2 LAG 1 [rad] 0.00000
BABx W2 LAG 2 [mm] 0.05100 BABy W2 LAG 2 [mm] -0.02300
WABx W2 LAG 2 [rad] 0.00000 WABy W2 LAG 2 [rad] 0.00000
BABx W2 LAG 3 [mm] 0.05100 BABy W2 LAG 3 [mm] -0.02300
WABx W2 LAG 3 [rad] 0.00000 WABy W2 LAG 3 [rad] 0.00000
EINBAUABW. AX W1 [mm] -0.08000 EINBAUABW. AX W2 [mm] 0.35000
ANZ. WELLABSCHN1 ANZ1 18 ANZ. WELLABSCHN2 ANZ2 15
W1 LAG 1 29434E SKF ROLLE W1 LAG 2 32234A SKF ROLLE
W1 LAG 3 22244B. SKF ROLLE W2 LAG 2 32238J2 SKF ROLLE
W2 LAG 1 22260MB SKF ROLLE
W2 LAG 3 32238 SKF ROLLE

LIITE 8: Becalin sisäisen akselilaskennan tulokset (UMFELD.LIS -tiedosto ja kimmoviivakuvaajat)

124

BEARBEITUNGSSCHRITT: BERECHNUNG DES WELLE-LAGER-SYSTEMS
VERFORMUNG UND NEIGUNG DER WELLEN AN FELDGRENZEN [Mikrometer mrad]

WELLE 1							
No	ART	Vx	Vy	Vres	Phi x	Phi y	Phi r
1	O	45.02	-3.66	45.17	0.09	-0.43	0.44
2	V	0.84	1.41	1.65	0.09	-0.43	0.44
3	V	-18.74	-22.14	29.00	0.09	-0.44	0.45
4	O	-58.89	-25.10	64.02	0.09	-0.44	0.45
5	O	-72.13	-27.87	77.33	0.09	-0.44	0.45
6	O	-83.10	-30.15	88.40	0.09	-0.44	0.45
7	O	-106.49	-34.82	112.04	0.08	-0.42	0.43
8	O	-128.97	-38.99	134.74	0.07	-0.40	0.41
9	O	-235.56	-23.81	236.76	-0.18	0.08	0.20
10	O	-229.28	-13.32	229.67	-0.22	0.16	0.28
11	O	-213.85	5.48	213.92	-0.26	0.24	0.35
12	K	-213.85	5.48	213.92	-0.26	0.24	0.35
13	O	-189.18	29.70	191.50	-0.25	0.28	0.37
14	O	-183.59	34.66	186.83	-0.25	0.28	0.38
15	R	-103.16	29.50	107.30	-0.25	0.29	0.38
16	O	-140.69	70.98	157.58	-0.25	0.29	0.38
17	O	-100.83	104.56	145.26	-0.25	0.29	0.38
18	O	-31.60	162.88	165.92	-0.25	0.29	0.38

WELLE 2							
No	ART	Vx	Vy	Vres	Phi x	Phi y	Phi r
1	K	-307.05	182.20	357.04	0.30	0.56	0.64
2	O	-296.49	176.52	345.06	0.30	0.56	0.64
3	O	-204.66	126.62	240.66	0.30	0.55	0.62
4	O	-191.05	119.15	225.17	0.30	0.54	0.62
5	R	-113.28	73.13	134.84	0.28	0.50	0.58
6	O	-93.40	64.80	113.68	0.25	0.44	0.50
7	O	-38.04	33.27	50.54	0.21	0.36	0.42
8	O	6.69	7.14	9.78	0.17	0.28	0.33
9	O	41.37	-13.83	43.62	0.13	0.22	0.26
10	O	45.61	-16.46	48.49	0.13	0.21	0.24
11	V	-4.08	6.36	7.56	0.11	0.17	0.20
12	V	19.88	-6.59	20.95	0.08	0.12	0.14
13	O	79.63	-38.80	88.58	0.08	0.12	0.14
14	O	94.48	-48.81	106.34	0.08	0.12	0.14
15	O	126.16	-70.17	144.36	0.08	0.12	0.14

AUFLAGER UND LAGERSTEIFIGKEITEN [N Nm N/mm Nmm/rad]

WELLE 1							
LAGER 1		Fx =	-1619.9	Fy =	-2714.7	Fz =	134280.5
		Cx =	1.9217E+06	Cy =	1.9217E+06	Cz =	5.9231E+06
		My =	-256.9	Mx =	430.5		
		Dy =	1.1477E+09	Dx =	1.1477E+09		
LAGER 2		Fx =	31785.4	Fy =	18057.3	Fz =	13675.1
		Cx =	1.2604E+06	Cy =	1.2604E+06	Cz =	6.0321E+05
		My =	856.9	Mx =	-68.6		
		Dy =	1.9248E+09	Dx =	1.9248E+09		
LAGER 3		Fx =	142632.7	Fy =	-41448.4	Fz =	0.0
		Cx =	1.3843E+06	Cy =	1.3843E+06	Cz =	0.0000E+00
		My =	0.0	Mx =	0.0		
		Dy =	1.0000E-03	Dx =	1.0000E-03		

WELLE 2							
LAGER 1		Fx =	234354.4	Fy =	-150659.7	Fz =	0.0
		Cx =	2.0663E+06	Cy =	2.0663E+06	Cz =	0.0000E+00
		My =	0.0	Mx =	0.0		
		Dy =	1.0000E-03	Dx =	1.0000E-03		
LAGER 2		Fx =	-1.0	Fy =	-0.2	Fz =	49435.1
		Cx =	1.2949E+02	Cy =	1.2949E+02	Cz =	1.9620E+06
		My =	-530.3	Mx =	-826.3		
		Dy =	4.9996E+09	Dx =	4.9996E+09		
LAGER 3		Fx =	-61555.2	Fy =	30054.5	Fz =	23329.2
		Cx =	3.2701E+06	Cy =	3.2701E+06	Cz =	9.2589E+05
		My =	-2595.4	Mx =	-1383.1		
		Dy =	2.1016E+10	Dx =	2.1016E+10		

LIITE 8: Becalin sisäisen akselilaskennan tulokset (UMFELD.LIS -tiedosto ja kimmoviivakuvaajat)

125

DURCHSENKUNG UND NEIGUNG DER LAGER

[Mikrometer mrad]

WELLE 1						
	Vx	Vy	Vz	V_phi	Phi x	Phi y
LAGER 1	0.84	1.41	22.67	300.82	0.09	-0.43
LAGER 2	-18.74	-22.14	22.67	130.25	0.09	-0.44
LAGER 3	-103.16	29.50	0.00	195.96	-0.25	0.29

WELLE 2						
	Vx	Vy	Vz	V_phi	Phi x	Phi y
LAGER 1	-113.28	73.13	0.00	212.84	0.28	0.50
LAGER 2	-4.08	6.36	25.20	237.31	0.11	0.17
LAGER 3	19.88	-6.59	25.20	18.34	0.08	0.12

BOHRUNGSLAGEABWEICHUNGEN

[Mikrometer mrad]

WELLE 1			
LAGER 1	fx = 20.00000	fy = -10.00000	
	wx = 0.00000	wy = 0.00000	
LAGER 2	fx = -11.00000	fy = -6.00000	
	wx = 0.00000	wy = 0.00000	
LAGER 3	fx = -65.00000	fy = 18.00000	
	wx = 0.00000	wy = 0.00000	

WELLE 2			
LAGER 1	fx = -41.00000	fy = 26.00000	
	wx = 0.00000	wy = 0.00000	
LAGER 2	fx = 51.00000	fy = -23.00000	
	wx = 0.00000	wy = 0.00000	
LAGER 3	fx = 51.00000	fy = -23.00000	
	wx = 0.00000	wy = 0.00000	

BERECHNUNG ABGESCHLOSSEN
Datum : 11.06.08 Uhrzeit : 23:45:22 * ENDE * 95.0000 s

Pinioni- ja lautaspyöräakselin kimmoviivakuvaajat:

